



*Escuela Superior de Ingenieros Industriales
Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos
Universidad de Málaga*

TESIS DOCTORAL

*Sistemas de refrigeración solar basados en
máquinas de absorción para el sector residencial.*

Autora:

Natividad Molero Villar

Directores:

José Manuel Cejudo López, Fernando Domínguez Muñoz

Málaga, Noviembre 2015



UNIVERSIDAD
DE MÁLAGA

AUTOR: Natividad Molero Villar

 <http://orcid.org/0000-0001-7980-5933>

EDITA: Publicaciones y Divulgación Científica. Universidad de Málaga



Esta obra está bajo una licencia de Creative Commons Reconocimiento-NoComercial-SinObraDerivada 4.0 Internacional:

<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/legalcode>

Cualquier parte de esta obra se puede reproducir sin autorización pero con el reconocimiento y atribución de los autores.

No se puede hacer uso comercial de la obra y no se puede alterar, transformar o hacer obras derivadas.

Esta Tesis Doctoral está depositada en el Repositorio Institucional de la Universidad de Málaga (RIUMA): riuma.uma.es

D. José Manuel Cejudo López, Profesor Titular del Departamento de Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos de la Universidad de Málaga, y **D. Fernando Domínguez Muñoz**, Profesor Contratado Doctor del Departamento de Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos de la Universidad de Málaga

ACREDITAN:

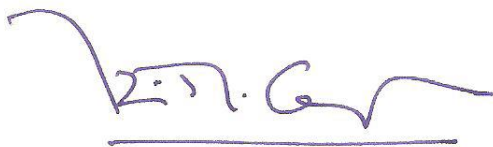
Que la Memoria de Tesis titulada “Sistemas de refrigeración solar basados en máquinas de absorción para el sector residencial”, presentada por **Dña. Natividad Molero Villar** para aspirar al grado de Doctor por la Universidad de Málaga, ha sido realizada bajo nuestra dirección en el Departamento de Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos

Que la citada Tesis Doctoral reúne los requisitos de calidad necesarios para ser defendida.

Y para que conste a efectos de lo establecido en el Artículo 8º del Real Decreto 778/1998 de 30 de abril,

AUTORIZAN:

La presentación de esta Tesis para su defensa en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de la Universidad de Málaga.



Fdo.: José Manuel Cejudo López



Fernando Domínguez Muñoz

Málaga, 14 de diciembre de 2015



UNIVERSIDAD
DE MÁLAGA

Dedicado a mis padres



UNIVERSIDAD
DE MÁLAGA

Agradecimientos

En primer lugar quiero expresar mi agradecimiento a José Manuel Cejudo, codirector de esta Tesis, con quien empecé mi andadura profesional en el ámbito de la investigación. Gracias por animarme a empezar y terminar esta tesis, por las correcciones, las aportaciones, y el conocimiento transmitido. Pero sobre todo gracias por ser la referencia a seguir en el ámbito profesional, por la coherencia, la profesionalidad y el espíritu crítico.

A Fernando Dominguez, codirector de esta tesis, y cuyas aportaciones fueron vitales para entender y poder sacar el máximo partido a TRNSYS, el software de simulación utilizado en la comparación de configuraciones.

Mi agradecimiento también a la Compañía Industrial de Aplicaciones Térmicas, donde completé la fase de trabajo experimental de esta Tesis.

A Miguel Zamora por la promoción de los dos proyectos de investigación precursores de la investigación así como por las aportaciones durante todo el proceso. Gracias también por los oportunos comentarios en la fase final de redacción de este documento.

A Sofía Arbi por la contribución en el diseño y construcción de partes integrantes de la instalación prototipo de refrigeración solar. Y a Sergio Frago por la programación de la lógica de control.

Por último quiero agradecer de manera muy especial a mi familia y amigos, porque sin ellos nada tendría sentido.

Resumen

La presente Tesis se centra en la tecnología de refrigeración solar de pequeña potencia para climatización de edificios de ámbito residencial mediante enfriadoras de absorción de simple efecto y captadores solares planos de alta eficiencia.

Es la tipología más común dentro de las diversas opciones de producción de refrigeración solar a partir de energía solar. Permite ahorrar energía convencional, disminuir emisiones de efecto invernadero, y aprovechar la buena coincidencia temporal entre demanda y disponibilidad solar.

El número de instalaciones existentes se ha incrementado significativamente en los últimos años. A pesar de ello siguen existiendo obstáculos que dificultan su implantación a gran escala. Entre ellos la falta de un amplio conocimiento en la elección, dimensionado y lógica de control del sistema y sus componentes.

Por otra parte, la mayor parte de la bibliografía analiza configuraciones de refrigeración solar con depósito de acumulación de agua caliente, y sistemas auxiliares tipo caldera. Pero es posible utilizar otras configuraciones que integren depósitos de agua fría, y sistemas auxiliares de compresión mecánica conectados de diferentes formas al resto del sistema.

Por ello, en la parte teórica de la presente Tesis se analizan más de 400 casos de simulación con el objetivo de determinar las configuraciones y parámetros de diseño más prometedores desde el punto de vista de la cobertura solar.

La parte experimental consiste en el posterior diseño, construcción, monitorización y análisis de un sistema de climatización solar. El objetivo es contrastar los modelos de los diferentes subsistemas así como verificar la fiabilidad y robustez del sistema, que tiene como novedad un prototipo de absorción de amoníaco / nitrato de litio con disipación seca.

Índice

Agradecimientos	i
Resumen	iii
Índice	v
Lista de figuras.....	ix
Lista de tablas	xv
Nomenclatura	xvii
PRIMERA PARTE. Introducción.....	1
1. Introducción	3
1.1. Temática y motivación	3
1.2. Metodología	6
1.3. Contenido	7
1.4. Estado del arte de la tecnología de refrigeración solar	8
1.5. Estado del arte en la tecnología de absorción.....	13
1.6. Proyecto SOLARFRIO	15
1.7. Proyecto DEFRISOL	16
SEGUNDA PARTE. Comparación entre configuraciones de climatización solar	17
2. Elección de configuraciones	19
2.1. Componentes de la instalación.....	19
2.2. Clasificación de instalaciones	21
2.2.1. Sistemas solo solares con apoyo en el local.....	21
2.2.2. Sistemas solares con apoyo.....	22
2.2.3. Sistemas solares con apoyo de frío	22
2.2.4. Sistemas solares con apoyo de calor	24
2.3. Configuraciones seleccionadas para la simulación	26
2.3.1. Descripción y esquemas simplificados	26
2.3.2. Detalle de la lógica de control en refrigeración	28
2.3.3. Detalle de la lógica de control en calefacción y ACS	31
3. Modelado de componentes.....	35
3.1. Selección del software de simulación empleado	35
3.2. Selección de modelos y detalle de parámetros	38
3.2.1. Captadores solares.....	38
3.2.2. Máquinas de absorción.....	42
3.2.3. Depósitos de acumulación.....	46
3.2.4. Intercambiador	48

3.2.5.	Tuberías.....	50
3.2.6.	Unidad terminal: fancoil	51
3.2.7.	Sistema auxiliar: bomba de calor	54
3.2.8.	Demanda de climatización y ACS	56
4.	Análisis de configuraciones	63
4.1.	Caso base de simulación	63
4.2.	Comparación de configuraciones en modo calefacción	64
4.3.	Comparación de configuraciones en modo refrigeración	69
4.4.	Comparación global entre configuraciones	77
4.5.	Análisis de sensibilidad ante otros factores analizados.....	80
	TERCERA PARTE. Instalación experimental de climatización solar	83
5.	Instalación experimental	85
5.1.	Descripción de la instalación	85
5.2.	Sistema de la adquisición de datos	90
5.3.	Modelado de los componentes	95
5.3.1.	Intercambiador entre primario y secundario solar	95
5.3.2.	Campo de captación.....	99
5.3.3.	Depósito de acumulación de agua caliente.....	109
5.3.3.1.	Caracterización inicial depósito caliente	112
5.3.3.2.	Caracterización de la inhibición de circulación natural	113
5.3.3.3.	Caracterización de la mejora de aislamiento	114
5.3.3.4.	Caracterización conjunta de mejoras.....	115
5.3.3.5.	Otros factores que influyen en la desviación entre modelo teórico y datos experimentales	116
5.3.3.6.	Resumen de la comparación modelo teórico y datos experimentales.....	117
5.3.4.	Depósito de agua fría	118
5.3.4.1.	Caracterización inicial depósito frío	119
5.3.5.	Enfriadora de absorción.....	120
5.4.	Descripción de varios días de funcionamiento	122
5.4.1.	Funcionamiento en modo refrigeración	123
5.4.2.	Funcionamiento en calefacción	128
5.4.3.	Modelado en TRNSYS de la instalación prototipo	132
	CUARTA PARTE. Conclusiones, aportaciones y referencias	135
6.	Resumen y conclusiones.....	137
6.1.1.	Conclusiones del trabajo de simulación	138
6.1.2.	Conclusiones de la instalación prototipo de climatización solar.....	140
7.	Aportaciones	141

REFERENCIAS.....	143
Anexo 1. Simulación detallada. Configuración 1	151
A1.1. Esquemas detallados	152
A1.2. Resultados del caso base.....	153
A1.3. Influencia de la ciudad	155
A1.4. Influencia del área de captación	156
A1.5. Influencia del volumen de acumulación.....	159
A1.6. Influencia de la inclinación de captadores	165
A1.7. Influencia del tipo de captador.....	167
A1.8. Influencia del comportamiento de la máquina de absorción	169
A1.9. Influencia de la temperatura de consigna de la máquina de absorción	170
Anexo 2. Simulación detallada. Configuración 2	173
A2.1. Esquemas detallados	174
A2.2. Resultados del caso base.....	177
A2.3. Influencia de la ciudad	182
A2.4. Influencia del área de captación	184
A2.5. Influencia del volumen de acumulación.....	189
A2.6. Influencia de la inclinación de captadores	194
A2.7. Influencia del tipo de captador.....	195
A2.8. Influencia del comportamiento de la máquina de absorción	197
A2.9. Influencia de la temperatura de consigna de la máquina de absorción	198
Anexo 3. Simulación detallada. Configuración 3	203
A3.1. Esquemas.....	204
A3.2. Caso base.....	206
A3.3. Influencia de la ciudad	211
A3.4. Influencia del área de captación	213
A3.5. Influencia del volumen de acumulación.....	217
A3.6. Influencia de la inclinación de captadores	222
A3.7. Influencia del tipo de captador.....	223
A3.8. Influencia del comportamiento de la máquina de absorción	225
A3.9. Influencia de la temperatura de consigna de la máquina de absorción.	227
A3.10. Influencia de la temperatura de consigna del sistema auxiliar	229
Anexo 4. Simulación detallada. Configuración 4	235
A4.1. Esquemas	236
A4.2. Caso base.....	238
A4.3. Influencia de la ciudad	243

A4.4. Influencia del área de captación	244
A4.5. Influencia del volumen de acumulación.....	246
A4.6. Influencia de la inclinación de captadores	252
A4.7. Influencia del tipo de captador.....	253
A4.8. Influencia del comportamiento de la máquina de absorción	254
A4.9. Influencia de la consigna de la máquina de absorción.....	256
A4.10. Influencia de la consigna de activación del sistema auxiliar	258
Anexo 5. Simulación detallada. Configuración 6	263
A5.1. Esquemas	265
A5.2. Caso base.....	266
A5.3. Influencia de la ciudad	268
A5.4. Influencia del área de captación	270
A5.5. Influencia del volumen de acumulación.....	273
A5.6. Influencia de la inclinación de captadores	275
A5.7. Influencia del tipo de captador.....	276
A5.8. Influencia del comportamiento de la máquina de absorción	277
A5.9. Influencia de la consigna de la máquina de absorción.....	277
A5.10. Influencia de la consigna de activación del sistema auxiliar	279
Anexo 6. Publicaciones del autor	283
A.6.1. Publicaciones derivadas de la Tesis	283
A.6.2. Otras publicaciones	284

Lista de figuras

Figura 2-1. Sistema sólo solar + equipo auxiliar en el local, con acumulación de calor	22
Figura 2-2. Sistema sólo solar + equipo auxiliar en el local, con acumulación de calor y frío	22
Figura 2-3. Sistema solar con acumulación de calor y equipo auxiliar de frío en paralelo al equipo de absorción	23
Figura 2-4. Sistema solar con acumulación de calor y frío, y equipo auxiliar de frío conectado al depósito	23
Figura 2-5. Sistema solar con acumulación de calor y frío y equipo auxiliar de frío en paralelo con el depósito	23
Figura 2-6. Sistema solar con equipo auxiliar de calor directamente en el depósito.....	24
Figura 2-7. Sistema solar con equipo auxiliar de calor en serie con el depósito.....	24
Figura 2-8. Sistema solar con equipo auxiliar de calor en paralelo con el depósito	25
Figura 2-9. Configuración 1. Sistema sólo solar + equipo auxiliar en el local, con acumulación de calor ...	27
Figura 2-10. Configuración 2. Sistema sólo solar + equipo auxiliar en el local, con acumulación de calor y frío	27
Figura 2-11. Configuración 3. Sistema solar con acumulación de calor y frío, y equipo auxiliar de frío conectado al depósito.....	27
Figura 2-12. Configuración 4. Sistema solar con acumulación de calor y frío, y equipo auxiliar de frío en paralelo con el depósito.....	28
Figura 2-13. Configuración 6. Sistema solar con acumulación de calor y equipo auxiliar de frío en paralelo con la máquina de absorción	28
Figura 2-14. Esquema simplificado de circuito primario y secundario solar	28
Figura 2-15. Esquema simplificado de la producción de refrigeración con máquina de absorción. Caso sin depósito de agua fría (izq). Caso con depósito de agua fría (drcha).....	29
Figura 2-16. Esquema simplificado de la producción de refrigeración con máquina de absorción, sin depósito de agua fría. Sin sistema auxiliar integrado (izq), configuración 1. Con sistema auxiliar integrado (drcha), configuración 6	30
Figura 2-17. Esquema simplificado de conexión a elementos terminales, con depósito de agua fría. Sistema auxiliar integrado. Acoplado al depósito (izq), configuración 3. En paralelo (drcha), configuración 4.....	31
Figura 3-1. Mecanismos de transferencia en un captador solar térmico plano.	40
Figura 3-2. Captador solar térmico plano. Especificación de componentes (izq), Especificación de las diferentes áreas definidas en un captador (drcha).	41
Figura 3-3. Curvas de comportamiento de los captadores utilizados.....	42
Figura 3-4. Potencia frigorífica Q _{eva} en función de la temperatura de producción de agua fría para varias temperaturas de entrada de agua al generador. Temperatura de entrada a la disipación: 29.5 °C	43
Figura 3-5. COP _{ter} en función de la temperatura de producción de agua fría para varias temperaturas de entrada de agua al generador. Temperatura de entrada a la disipación: 29.5 °C.....	44
Figura 3-6. Esquema de una máquina de absorción de simple efecto. Flujos de energía implicados.....	44
Figura 3-7. Representación de los nodos de división del depósito. Modelo TRNSYS type 60.....	47
Figura 3-8. Representación de un intercambiador térmico. Modelo TRNSYS type 91. Fuente: [87]	48
Figura 3-9. Factor de calor sensible de todos los fancoil utilizados en simulación.	52

Figura 3-10. Potencia de refrigeración sensible y total (Pfs, Pft) en función de la temperatura de entrada de agua. Málaga	52
Figura 3-11. Potencia de calefacción en función de la temperatura de entrada del agua suponiendo la mínima velocidad del ventilador de aire. Málaga	53
Figura 3-12. Potencia de refrigeración sensible y total (Pfs, Pft) en función de la temp. de entrada de agua. Madrid	53
Figura 3-13. Potencia de calefacción en función de la temperatura de entrada del agua. Madrid	53
Figura 3-14. Potencia de refrigeración sensible y total (Pfs, Pft) en función de la temperatura de entrada de agua. San Sebastián	53
Figura 3-15. Potencia de calefacción en función de la temperatura de entrada del agua. San Sebastián	54
Figura 3-16. Evolución de la potencia enfriadora. Bomba de calor de menor potencia para configuración 3.	55
Figura 3-17. Evolución de la potencia de calefacción. Bomba de calor de menor potencia para configuración 3.	55
Figura 3-18. Esquema de la vivienda.	56
Figura 3-19. Perfil de ocupación de la vivienda	57
Figura 3-20. Perfil de iluminación y equipos	57
Figura 3-21. Demanda de climatización para Málaga	58
Figura 3-22. Demanda de climatización para Madrid	58
Figura 3-23. Demanda de climatización para San Sebastián	59
Figura 3-24. Carga punta en el día de diseño de verano. Málaga	59
Figura 3-25. Carga punta en el día de diseño de verano. Málaga	59
Figura 3-26. Demanda de climatización mensual. Málaga	60
Figura 3-27. Disponibilidad de radiación solar en función de la ciudad y del área de captación para una inclinación de captadores de 30 ° y orientación sur.	60
Figura 3-28. Demanda de climatización y ACS anual para cada ciudad	60
Figura 3-29. Perfil de consumo diario de ACS	61
Figura 3-30. Perfil de consume mensual de ACS	61
Figura 4-1. Balance anual en calefacción y ACS para un área de captación de 30 m². Comparación de configuraciones Málaga	64
Figura 4-2. Porcentaje de cobertura de calefacción con energía solar en función del volumen de acumulación para un área de captación de 20 m². Málaga	67
Figura 4-3. Porcentaje de calefacción cubierto con energía solar en función del volumen de acumulación para un área de captación de 30 m². Málaga	67
Figura 4-4. Porcentaje de cobertura de calefacción con energía solar en función del volumen de acumulación para un área de captación de 40 m². Málaga	68
Figura 4-5. Balance anual en calefacción y ACS para un área de captación de 30 m². Comparación de configuraciones Madrid	68
Figura 4-6. Porcentaje de cobertura de calefacción con energía solar en función del volumen de acumulación para un área de captación de 30 m². Madrid	69
Figura 4-7. Balance energético anual en refrigeración (captación: 30 m²). Comparación entre configuraciones Málaga	70
Figura 4-8. Energía auxiliar térmica (kWh) para refrigeración. Configuraciones 1 y 2	72
Figura 4-9. Cobertura (kWh) de refrigeración total y sensible con energía solar con 30m2 de área de captación. Comparación entre las configuraciones 1 y 2	72

Figura 4-10. Energía auxiliar térmica (kWh) para refrigeración. Configuraciones 3 y 4.....	73
Figura 4-11. Energía auxiliar térmica (kWh) para refrigeración. Configuraciones 4 y 6	74
Figura 4-12. Energía auxiliar térmica (kWh) para refrigeración. Configuraciones 3 y 6	75
Figura 4-13. Energía auxiliar térmica (kWh) para refrigeración. Configuraciones 2 y 4.....	75
Figura 4-14. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf1	76
Figura 4-15. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf2. ($A_c = 30\text{m}^2$, $V_c = 10\text{l/m}^2$)	76
Figura 4-14. Balance energético anual en refrigeración (captación: 30 m^2). Comparación entre configuraciones. Madrid	77
Figura 4-16. Cobertura de la demanda desglosada y total para el caso de un área de captación de 30m^2	78
Figura 4-18. Energía auxiliar térmica requerida en función del volumen de acumulación. Área de captación de 30m^2 . Comparación de configuraciones. Málaga.....	78
Figura 4-20. Energía auxiliar térmica total requerida en función del volumen de acumulación. Área de captación de 30 m^2 . Comparación de configuraciones. Madrid.....	80
Figura 4-21. Influencia de la inclinación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf1.....	81
Figura 4-22. Influencia de la inclinación en la cobertura (%) de la demanda. Madrid. Conf1.....	81
Figura 4-23. Influencia de la temperatura de consigna de la máquina de absorción en la cobertura (%) de la demanda con energía solar	82
Figura 5-1. Esquema de principio simplificado (funcionamiento en refrigeración), incluyendo nomenclatura de temperaturas medidas y balances energéticos calculados en la experimentación.....	86
Figura 5-2. Esquema de principio simplificado (funcionamiento en calefacción), incluyendo nomenclatura de temperaturas medidas y balances energéticos calculados en la experimentación.....	86
Figura 5-3. Esquema de principio detallado (incluye modo verano e invierno).....	87
Figura 5-4. Vista del grupo hidráulico (diseño y construcción)	87
Figura 5-5. Vista de la instalación finalizada	87
Figura 5-6. Recepción de las casetas de ensayo (izq) y detalle del frontal de la caseta de ensayo (drcha)....	88
Figura 5-7. Detalle de las sondas PT100 de inmersión utilizadas en la adquisición.....	90
Figura 5-8. Error de medida para sondas PT100 según su clasificación.....	91
Figura 5-9. Detalle del medidor de radiación global (con la inclinación de captadores).....	91
Figura 5-10. Lectura de la sonda de temperatura exterior inicialmente (sonda pegada a la pared)	92
Figura 5-11. Lectura de la sonda de temperatura exterior finalmente (ubicación según Figura 5-12).....	92
Figura 5-12. Detalle de la correcta colocación de la sonda de temperatura ambiente	92
Figura 5-13. Medidor de caudal para válvulas de equilibrado	93
Figura 5-14. Válvulas de equilibrado	93
Figura 5-15. Desviación del caudal para diferentes posiciones de ajuste de la válvula de equilibrado	94
Figura 5-16. Detalle de la pantalla con el software para la adquisición de datos.....	94
Figura 5-17. Detalle del puesto de adquisición de datos	95
Figura 5-18. Identificación de temperaturas en intercambiador (caso 1)	96
Figura 5-19. Ensayo 1. Temperaturas	97
Figura 5-20. Ensayo 1. Eficiencia del intercambiador	97
Figura 5-21. Identificación de temperaturas en intercambiador en contracorriente (caso 2)	97
Figura 5-22. Ensayo 2. Temperaturas	98
Figura 5-23. Ensayo 2. Eficiencia del intercambiador	98

Figura 5-24. Ensayo 3. Temperaturas	99
Figura 5-25. Ensayo 3. Eficiencia del intercambiador	99
Figura 5-26. Detalle de los flujos de energía implicados en el análisis	100
Figura 5-27. Temperaturas implicadas y radiación solar incidente en captadores (representada en el eje secundario en W/m^2). Ensayo 4.....	100
Figura 5-28. Flujos de energía. Ensayo 4	101
Figura 5-29. Linealización de la curva de rendimiento de captadores.....	102
Figura 5-30. Curva de rendimiento primario. Comparación entre modelo y ensayo	104
Figura 5-31. Curva de rendimiento global. Comparación entre modelo y ensayo	105
Figura 5-32. Temperaturas implicadas y radiación solar incidente en captadores (representada en el eje secundario en W/m^2). Ensayo 5.....	107
Figura 5-33. Flujos de energía. Ensayo 5.....	107
Figura 5-34. Curva de rendimiento primario. Comparación entre modelo y ensayo	108
Figura 5-35. Curva de rendimiento global. Comparación entre modelo y ensayo.....	108
Figura 5-36. Comparación entre modelo teórico y experimental con incertidumbres.....	109
Figura 5-37. Detalles del depósito para agua caliente de 300L.....	110
Figura 5-38. Coeficiente de convección exterior en función de la velocidad de aire	111
Figura 5-39. Coeficiente de convección exterior en función de la velocidad de aire y la conductividad del aislante.....	111
Figura 5-40. Evolución de las temperaturas de ambos depósitos durante un día de funcionamiento normal y posterior parada nocturna	112
Figura 5-41. Detalle de la evolución libre de la temperatura del depósito caliente durante la parada (28 de junio)	113
Figura 5-42. Evolución libre de la temperatura del depósito caliente con circulación natural impedida (14 – 15 de septiembre)	114
Figura 5-43. Evolución libre de la temperatura del depósito caliente con circulación natural impedida y añadiendo aislamiento en la parte inferior (1 de octubre)	115
Figura 5-44. Evolución libre de la temperatura del depósito caliente con circulación natural impedida, añadiendo aislamiento en la parte inferior y aislando los puentes térmicos producidos en las conexiones (12 de octubre).	116
Figura 5-45. Coeficiente U.A en función de la velocidad de aire y la conductividad del aislante	119
Figura 5-46. Evolución libre de la temperatura del depósito frío (28 de abril)	119
Figura 5-47. Evolución libre de la temperatura del depósito frío con circulación natural impedida (14 – 15 de septiembre)	120
Figura 5-48. Equipo de absorción. Comparación ENSAYO-MODELOS. Puntos de funcionamiento de dos periodos de funcionamiento durante el día 5 de julio de 2011 (de 12:35 a 13:15, y de 13:38 a 14:45).....	121
Figura 5-49. Nomenclatura de temperaturas de la instalación.....	122
Figura 5-50. Variables generales (13 de junio de 2011)	123
Figura 5-51. Variables implicadas en la captación solar (13 de junio de 2011).....	124
Figura 5-52. Variables implicadas en el equipo de absorción (13 de junio de 2011).....	124
Figura 5-53. Variables implicadas en el almacenamiento de energía (13 de junio de 2011)	124
Figura 5-54. Variables implicadas en la demanda (13 de junio de 2011)	125
Figura 5-55. Flujos de energía (13 de junio de 2011)	125
Figura 5-56. Variables generales (15 de septiembre de 2011)	126
Figura 5-57. Variables implicadas en la captación solar (15 de septiembre de 2011)	126

Figura 5-58. Variables implicadas en el equipo de absorción (15 de septiembre de 2011)	127
Figura 5-59. Variables implicadas en el almacenamiento de energía (15 de septiembre de 2011)	127
Figura 5-60. Variables implicadas en la demanda (15 de septiembre de 2011)	127
Figura 5-61. Flujos de energía (15 de septiembre de 2011)	128
Figura 5-62. Detalle de la temperatura de los depósitos al comienzo del día (8:55)	129
Figura 5-63. Variables generales (16 de febrero de 2012). Modo calefacción	129
Figura 5-64. Variables implicadas en la captación solar en calefacción (16 de febrero de 2012).	130
Figura 5-65. Variables implicadas en el almacenamiento de energía en calefacción (16 de febrero de 2012)	130
Figura 5-66. Variables implicadas en la demanda en calefacción (16 de febrero de 2012).....	130
Figura 5-67. Flujos de energía en calefacción (16 de febrero de 2012).....	131
Figura 5-68. Detalle de funcionamiento a las 12:12 de la mañana	131
Figura 5-69. Modelado en TRNSYS de la instalación prototipo	132
Figura 5-70. Comparación de balances energéticos	132
Figura 5-71. Comparación de temperaturas en captadores.....	133
Figura 5-72. Comparación de temperaturas del depósito caliente.....	133
Figura 5-73. Comparación de temperaturas en la máquina de absorción.....	133
Figura 5-74. Comparación de temperaturas en el depósito frío	134
Figura 5-75. Comparación de temperaturas en consumo	134



Lista de tablas

Tabla 3-1: Resumen de las características generales de un modelo de simulación térmica de edificios.....	36
Tabla 3-2: Coeficientes de las curvas comportamiento de los captadores utilizados	42
Tabla 3-3. Demanda pico para vivienda tipo en cada climatología.....	51
Tabla 3-4. Potencia frigorífica del fancoil en función del agua fría de salida (fijadas las condiciones de entrada de aire).....	55
Tabla 3-5. Descripción de muros exteriores de la vivienda.....	56
Tabla 3-6. Descripción de forjados de la vivienda	57
Tabla 3-7. Resumen de cargas y demanda por ciudad.....	60
Tabla 3-8. Temperaturas de agua de red para las ciudades consideradas	61
Tabla 4-1. Cobertura solar por configuración para varias áreas de captación. Modo calefacción. Málaga ...	65
Tabla 4-2. Cobertura solar por configuración para varias áreas de captación. Modo calefacción. Madrid ..	69
Tabla 4-3. Cobertura solar por configuración para varias áreas de captación. Modo refrigeración. Málaga	70
Tabla 4-4. Cobertura solar por configuración para varias áreas de captación. Málaga	78
Tabla 5-1. Comparación de temperaturas (modelo respecto a medido) y eficiencia del intercambiador. Ensayo1.....	97
Tabla 5-2. Comparación de temperaturas (modelo respecto a medido) y eficiencia del intercambiador. Ensayo2	98
Tabla 5-3. Comparación de temperaturas (modelo respecto a medido) y eficiencia del intercambiador. Ensayo3	99
Tabla 5-4. Comparación curvas de rendimiento de la captación (modelo teórico y experimental)	104
Tabla 5-5. Análisis de incertidumbres η_{global} experimental. Ensayo 4.....	105
Tabla 5-6. Análisis de incertidumbres η_{global} teórico. Ensayo 4	106
Tabla 5-7. Análisis de incertidumbres η_{global} experimental. Ensayo 5.....	108
Tabla 5-8. Análisis de incertidumbres η_{global} teórico. Ensayo 5	109
Tabla 5-9. Temperaturas medias en función de la estimación de la distribución de temperaturas del depósito	116
Tabla 5-10. Estimación de coeficiente U.A en función de la estimación de la distribución de temperaturas del depósito.....	117

Nomenclatura

COP:	Coeficiente de rendimiento [-]
T :	Temperatura [°C]
TK:	Temperatura [K]
Q :	Potencia térmica [kW]
\dot{m} :	Caudal másico [kg/h]
η :	Rendimiento aplicado a captadores [-]
Cp:	Calor específico [J/kg/K]
Q_T :	Potencia térmica transferida en un intercambiador de calor [kW]
C:	Capacidad térmica de un fluido en un intercambiador [W/K]
ε :	Eficiencia aplicado a intercambiadores [-]
FCS:	Factor de calor sensible en unidades terminales (potencia sensible respecto a total) [-]
K:	Conductividad [W/m/K]
ρ :	Densidad [kg/m]
R:	Resistencia térmica de un material [m ² K/W]
Vc:	Volumen de acumulación en depósito caliente en relación al área de captadores [l/m ²]
Vc:	Volumen de acumulación total en relación al área de captadores [l/m ²]
I:	Radiación incidente sobre captadores solares [W/m ²]
U:	Coeficiente de pérdidas térmicas en tuberías y captadores solares [W/m]. Coeficiente de transferencia térmica en intercambiadores [W/m].
$\zeta\alpha$:	Producto transmisividad-absortividad, relativo al captador solar
F	Factor de evacuación de calor relativo a captadores
h:	Coeficiente de transferencia [W/m ² /K]
D:	diámetro
v:	velocidad del aire [m/s]
rev:	revoluciones de giro del ventilador, relativo al equipo de absorción prototipo [1/min]

Subíndices y superíndices

ter:	térmico.
elec:	eléctrico
a:	ambiente, relativo a la temperatura ambiente exterior
f:	fluido en captadores
fi:	fluido de entrada de captadores solares
fo:	fluido de salida de captadores solares
fm:	fluido en captadores solares, hace referencia al valor medio
i:	entrada

o:	salida
eva:	evaporador, relativo a la evaporación del refrigerante
gen:	generador, relativo a la generación del refrigerante
cond:	condensador, relativo a la condensación del refrigerante
abs:	absorbedor. Relativo a la absorción del refrigerante
ac:	relativo al circuito de agua de disipación del absorbedor/condensador
h:	relativo al fluido de mayor temperatura en intercambiadores térmicos
c:	relativo al fluido de menor temperatura en intercambiadores térmicos
max:	relativo al fluido de mayor capacidad térmica en intercambiadores
min:	relativo al fluido de menor capacidad térmica en intercambiadores
prim:	relativo al subsistema primario solar, concretamente en la conexión de captadores al circuito primario en referencia al flujo de energía solar incidente en captadores
sec:	relativo al subsistema secundario solar, concretamente en la conexión de captadores al circuito secundario
t:	total, relativa a radiación incidente en captadores
L:	relativo a pérdidas térmicas en captadores (para el coeficiente de pérdidas U)
test:	condiciones de ensayo para determinar la curva de eficiencia de captadores solares
cap:	relativa a captadores, concretamente al área de apertura
tub:	relativo a tuberías
s:	tramo de tuberías de salida de captadores solares
e:	tramo de tuberías de entrada de captadores solares
real:	relativo a las condiciones concretas de funcionamiento en captadores
conv:	relativo al mecanismo de transmisión por convección
rad:	relativo al mecanismo de transmisión por radiación de onda larga
ext:	relativo al exterior
vent:	relativo al ventilador
global:	relativo al rendimiento de captadores, pero visto desde secundario solar
m:	valor medio
dep:	relativo al depósito de acumulación
int:	interior, relativo al depósito de acumulación
ini:	instante inicial, relativo al depósito de acumulación
fin:	instante final, relativo al depósito de acumulación
m:	valor medio, relativo a la temperatura media de depósito de acumulación

PRIMERA PARTE.

Introducción

1. Introducción

1.1. *Temática y motivación*

La presente Tesis se centra en la tecnología de **refrigeración solar mediante enfriadoras de absorción destinada a aplicaciones de climatización del ámbito residencial**. El uso de energía solar para aplicaciones de refrigeración permite ahorrar energía convencional y reducir emisiones de efecto invernadero. Igualmente permite aprovechar la buena coincidencia temporal entre la demanda de refrigeración y la disponibilidad solar.

Hay varias posibilidades para la producción de refrigeración a partir de energía solar. Básicamente nos encontramos con dos bloques. Por un lado las instalaciones que utilizan electricidad producida a partir de energía solar fotovoltaica, que puede utilizarse para accionar directamente equipos de compresión mecánica o bien ciclos termoeléctricos de efecto Peltier. Y por otro lado las que utilizan energía térmica producida por captadores solares, que pueden ser de tres tipos: ciclos cerrados basados en enfriadoras térmicas accionadas por calor solar (absorción o adsorción), sistemas abiertos basados en ruedas desecantes y refrigeración evaporativa, o una mezcla de ambos conceptos [1]. Los más desarrollados son los basados en energía solar térmica. Y los más comunes son los sistemas basados en enfriadoras térmicas de absorción de simple o doble efecto, concretamente un 69% del total, de las que aproximadamente la mitad utilizan captadores solares planos frente a otras tecnologías de captación solar [2]. Estas son las instalaciones objeto de estudio en esta Tesis. Concretamente las que utilizan enfriadoras de absorción de simple efecto.

A pesar de ello, recientemente el uso de energía fotovoltaica comienza a verse también como una opción de interés en ciertos ámbitos. Y empieza a formar parte de la temática de programas internacionales en la materia junto a la energía solar térmica [3]. Incluso se aboga por la combinación de ambas con captadores solares híbridos (térmicos y fotovoltaicos), que aparecen como una tecnología prometedora, pero que aún no se encuentra consolidada.

Una máquina de refrigeración por absorción es un dispositivo de conversión de energía. Permite extraer energía de un foco a baja temperatura cediéndola a un foco a alta temperatura.

El principio de trabajo es similar al de una máquina de refrigeración por compresión mecánica, un dispositivo que permite llevar el calor de donde hay menos temperatura a donde hay más tomando como calor útil el extraído del foco a menos temperatura. Un equipo de compresión opera por tanto entre dos focos térmicos mediante un fluido refrigerante que sigue un ciclo termodinámico. Según el Segundo Principio de la Termodinámica, esta transferencia no sucede de forma espontánea, por lo que requiere un consumo de energía. Concretamente se produce el accionamiento eléctrico de un compresor que aspira y comprime el fluido refrigerante en fase gaseosa. Posteriormente el refrigerante entra en un intercambiador de calor (condensador) en el que el gas condensa a una temperatura superior a la del foco caliente al cual cede calor. El refrigerante atraviesa después una válvula de expansión para reducir su presión y por tanto también su temperatura. Por último el fluido recorre un evaporador a menor temperatura que el foco frío, del cual retira energía.

La máquina de absorción es similar a la de compresión. El refrigerante a baja presión y temperatura permite retirar energía de un foco frío, siendo este el efecto útil deseado; y un vapor comprimido a alta presión condensa en un intercambiador disipando calor. Entre ambos procesos se coloca igualmente una válvula de expansión. Pero en este caso, la compresión se sustituye por un proceso que tiene como base que el punto de ebullición de una mezcla de fluidos es mayor que el de un fluido puro.

Concretamente, el refrigerante en fase vapor que se tiene a la salida del evaporador se mezcla con un nuevo fluido denominado absorbente, en lo que se denomina una solución diluida. El proceso se lleva a cabo en el absorbedor, y requiere la retirada de calor debido a que es un proceso exotérmico. La solución resultante en fase líquida, es bombeada hasta otro componente del circuito, el generador, en el cual se produce la separación del refrigerante y el absorbente. Este proceso requiere un aporte de calor a alta temperatura, por encima del punto de ebullición de la mezcla. El refrigerante obtenido gracias a la separación, sigue el ciclo termodinámico de un equipo de compresión convencional, entrando al condensador del circuito, en el que evacúa calor; mientras que la solución es de nuevo enviada al absorbedor.

Son por tanto tres los focos térmicos implicados en un equipo de absorción. Y será la energía solar térmica la utilizada para suministrar el calor necesario en el generador del equipo de absorción en los sistemas de refrigeración solar analizados en la presente Tesis.

Los principales obstáculos que retrasan la implantación a gran escala de la refrigeración solar térmica en el mercado se basan en el alto coste de inversión, algo de mayor importancia en sistemas de pequeña potencia, así como la falta de un amplio conocimiento en el diseño, control

y operación del sistema [4], de los cuales depende de manera crítica el comportamiento del mismo. Esta falta de criterios claros de diseño y de selección de la configuración idónea es una de las motivaciones de la presente Tesis.

Existen diversas configuraciones en sistemas de refrigeración solar con máquinas de absorción de simple efecto. En primer lugar, el depósito de acumulación puede almacenar agua caliente para alimentar la máquina de absorción, o bien agua fría generada por la absorción para alimentar a los elementos terminales de la instalación. La mayoría de los trabajos publicados utilizan exclusivamente depósito de agua caliente ([5], [6], [7], [8] [9], [10]), siendo pocos los que consideran ambos ([11], [12]).

Como cualquier otro sistema solar, es necesario un sistema auxiliar para los momentos en los que la contribución solar es insuficiente. No hay consenso en la literatura sobre cuál es el mejor sistema. Algunos autores [13] indican que utilizar un sistema de compresión mecánica como sistema de apoyo (sistema de apoyo en el lado frío) es más eficiente que utilizar una caldera como sistema de apoyo para calentar el agua con la que alimentar la máquina de absorción. Otros autores [1] también mencionan las ventajas de utilizar el sistema de compresión mecánica (apoyo en el lado frío). Pero la mayor parte de la bibliografía analiza configuraciones con caldera como sistema de apoyo. En este sentido cabe mencionar el informe final del proyecto europeo SolarCombi+, en el que se proponen dos configuraciones como sistemas estandarizados para aplicaciones de calefacción y refrigeración solar de pequeña potencia [14], y ambos incluyen exclusivamente depósito de agua caliente y apoyo con caldera. Por otra parte, también podemos encontrar diversas posibilidades a la hora de conectar el sistema auxiliar con el resto del sistema solar.

La diversidad de configuraciones se vuelve a poner de manifiesto en un documento realizado en el marco del programa “Solar Heating and Cooling Programme” de la Agencia Internacional de la Energía [15]. Esta diversidad, así como la variedad de parámetros de diseño motivan uno de los bloques de trabajo aquí presentados. Consiste en la selección de las configuraciones más prometedoras a nivel cualitativo y su posterior comparación cuantitativa mediante simulación de más de 400 casos.

El otro gran bloque de trabajo se centra en el diseño, construcción y monitorización de una instalación experimental. El mercado de la refrigeración solar de pequeña potencia tiende a sistemas compactos y pre-diseñados, por lo que la evolución coherente del estudio teórico previo de comparación de configuraciones, no podía ser otro que el de la construcción de un sistema real. Esta fase incluye como novedad el uso de un equipo de absorción prototipo que previamente ha sido objeto de otra investigación [16], [17]. Funciona con un novedoso par de fluidos, amoníaco/ nitrato de litio, y permite disipación seca.

1.2. Metodología

La investigación ha comprendido dos fases de trabajo diferenciadas.

Comienza en 2006 la primera fase gracias al proyecto de I+D+i SOLARFRIO, promovido por dos empresas. Por un lado Compañía Industrial de Aplicaciones Térmicas S.A. –CIATESA; y por otro lado ISOFOTÓN. El proyecto se realiza en colaboración con diferentes grupos de investigación del ámbito universitario, entre ellos el Grupo de Energética de la Universidad de Málaga GEUMA, grupo al que pasé a formar parte a raíz del proyecto. Durante esta primera fase se lleva a cabo todo el trabajo de comparación mediante simulación energética de diferentes configuraciones de climatización solar. Se pretendía así dar respuesta a ciertos interrogantes que se planteaban para poder abordar el desarrollo de un sistema integral de climatización solar que incluyese la captación, almacenamiento, la máquina de absorción y el sistema de distribución al edificio. Más información del proyecto en apartado 1.6.

La segunda fase nace gracias a otro proyecto de investigación, DEFRISOL, esta vez promovido y llevado a cabo exclusivamente por Compañía Industrial de Aplicaciones Térmicas S.A. –CIATESA–, empresa a la que pasé a formar parte en ese momento. De nuevo se realiza en colaboración con el grupo de investigación GEUMA de la Universidad de Málaga. Esta fase da continuidad a la anterior, aportando un carácter experimental y práctico. Comprende el diseño, construcción, y validación de una instalación prototipo. Permite comprobar la estrategia de control del equipo de climatización solar en su conjunto (captación, almacenamiento, equipo de absorción y unidades terminales), demostrar la viabilidad del sistema no sólo desde el punto de vista de sus prestaciones, sino especialmente de su operación continua y fiabilidad. Y permite realizar una prueba de concepto de una instalación estandarizada, así como comprobar la fiabilidad de los equipos. Más información del proyecto en apartado 1.7.

La metodología específica seguida en la primera parte de **comparación de configuraciones** ha consistido en:

- Revisión del estado del arte de la materia.
- Estudio de las ventajas e inconvenientes de las posibles configuraciones de refrigeración solar basadas en captadores solares y equipos de absorción para el ámbito residencial.
- Determinación de las cinco configuraciones más prometedoras desde el punto de vista de la eficiencia energética.
- Revisión de los modelos matemáticos para describir cada uno de los componentes que conforman el sistema de climatización solar.
- Especificación de las hipótesis de simulación consideradas, comunes a todas las configuraciones, fijando los parámetros de diseño, selección, así como la lógica de control global del caso base de cada configuración.
- Montaje de las diferentes configuraciones en el software de simulación TRNSYS, versión 16 [18] aportando la demanda de climatización de una vivienda tipo de 128m² formada por dos plantas en diferentes localidades de España: Málaga, Madrid y San Sebastián.

- Simulación de más de 400 casos, concretamente el caso base de cada configuración, así como variaciones sobre el mismo que permiten estudiar la influencia de diferentes parámetros (área de captación, volumen de acumulación, inclinación, temperaturas de consigna, etc). Para su análisis y comparación se definen y grafican una serie de parámetros de funcionamiento anuales y mensuales: balances energéticos, horas de funcionamiento y eficiencia de los diferentes subsistemas, cobertura solar, temperaturas medias, etc. Se grafican también las variables en días concretos de funcionamiento, lo que facilita entender la comparación entre los diferentes casos simulados.
- Análisis de los resultados de simulación y comparación entre configuraciones.

La metodología seguida durante la segunda **fase experimental** ha consistido en:

- Especificación y diseño de la planta prototipo.
- Aprovisionamiento de equipos y materiales necesarios
- Construcción de la instalación
- Selección de los sensores y equipos de medida para la adquisición de datos
- Selección y preparación del software de adquisición de datos
- Análisis de los diferentes parámetros de funcionamiento en tiempo real representados en un esquema de la instalación.
- Modelado teórico de los diferentes elementos del sistema.
- Análisis de días concretos de funcionamiento.
- Comparación y validación de los modelos teóricos con datos reales de funcionamiento de la instalación.

1.3. Contenido

La primera parte de este documento, la Introducción, aborda la exposición de la temática, motivación, metodología empleada y resumen de contenido. Se amplía la información con apartados específicos sobre el estado del arte de la tecnología de refrigeración solar y los equipos de absorción, para finalizar aportando información de los proyectos de investigación precursores de este trabajo.

La segunda parte aborda la comparación de las posibles configuraciones de refrigeración solar. En primer lugar se comparan las posibles configuraciones desde un punto de vista cualitativo para seleccionar las cinco configuraciones más prometedoras: apartado 2. A continuación, se expone toda la información relativa a la selección del software de simulación empleado, los modelos matemáticos utilizados para cada componente de la instalación así como la caracterización del local, el sistema y el control del mismo; apartado 3.

El trabajo específico con todo el detalle de las 423 simulaciones realizadas con el software de simulación TRNSYS se expone en el apartado 4, que cierra la segunda parte del documento. Este exhaustivo análisis muestra la comparación de configuraciones así como la influencia de los

diferentes parámetros analizados (ciudad, área de captación, volumen de acumulación, inclinación de captadores, temperaturas de consigna, etc). Son tres las ciudades objeto de estudio, con su diferente disponibilidad solar y demanda de climatización: Málaga, Madrid y San Sebastián. En los anexos del 1 al 5 se puede consultar el detalle de las simulaciones para cada configuración, con los esquemas de principio detallados, así como gráficas y tablas de resultados.

La tercera parte del documento, apartado 5, describe todo el proceso de diseño, construcción, monitorización y análisis de la instalación experimental desarrollada. Se muestran varios días de ensayo concretos y se evalúa el funcionamiento. Se pretende así contrastar los modelos matemáticos de los subsistemas que conforman la planta prototipo. Se completa esta parte con la exposición de la problemática encontrada y el conocimiento adquirido, así como las razones que pueden motivar las desviaciones encontradas.

Las conclusiones, aportaciones y referencias se detallan en la cuarta y última sección de la Tesis. El anexo 6 recopila las publicaciones propias.

1.4. Estado del arte de la tecnología de refrigeración solar

En 2007, el número de instalaciones de refrigeración solar térmica era de aproximadamente 120 en el mundo con una capacidad total instalada de 10 MW [19]. En Europa era de aproximadamente 70 [4], Alemania en primer lugar con 28 instalaciones, seguida de España con 19, Grecia con 6 y Francia con 4.

Sólo un 20% de los sistemas instalados estaban por debajo de los 20 kW de potencia de refrigeración debido a la baja oferta de equipos de absorción de pequeña potencia que había hasta el momento. Pero un incremento de la oferta [4], permitió un rápido aumento del número de instalaciones en este rango de potencia.

Concretamente, datos de 2008-2009 elevaron a 130 el número de instalaciones de pequeña capacidad, principalmente localizadas en casas unifamiliares y edificios de oficinas [20]. O incluso a 163 según [21], con una distribución de un 38 % en edificios de oficinas y un 28 % en el ámbito residencial de casas privadas; siendo España el país con mayor número de instalaciones del mundo. El 90% de estas instalaciones de pequeña potencia basadas en sistemas de absorción, un 50 % utilizando la enfriadora Rotártica 4.5 kW (que actualmente ya no se fabrica [22]), y el resto en equipos de adsorción [21].

Por encima de 20kW el número de instalaciones en 2009 se situaba en 113, un 53% en edificios de oficinas [21]. El 71% con sistemas de absorción, un 13% con adsorción y el resto con desecantes.

La mayoría de instalaciones con equipos de absorción se basan en la tecnología de simple efecto. Las instalaciones de doble efecto o multi-efecto permiten alcanzar mejores eficiencias, y son de gran interés, pero actualmente necesitan un tiempo para poder llegar a ser utilizadas de forma comercial [23].

Información más reciente, 2014, cifra en más de 1100 las instalaciones existentes en todo el mundo, aproximadamente 900 en Europa. El 71 % utiliza enfriadoras de absorción [24]. Y se estima un importante potencial de crecimiento, especialmente en China [24].

Un sistema de refrigeración solar implica una inversión entre 2 y 5 veces la necesaria para un sistema convencional. El coste en 2012 estaba entre algo más de 2000 € y casi 5000 € por kW de producción frigorífica para sistemas de más de 50 kW y menos de 10 kW respectivamente [24]. Estos costes han sufrido una reducción de aproximadamente un 50% desde 2007, cuando estaban entre 5000 € y 8000 € por kW respectivamente [24], [25], [26].

Es por tanto muy importante realizar un buen diseño que permita al sistema conseguir elevados valores de rendimiento tanto térmico como eléctrico. Buenas prácticas consistirían en alcanzar valores de COP_{elec} entre 6 y 8. El objetivo debe tender a 10. Es para ello fundamental un diseño óptimo de la instalación. El retorno de la inversión a partir de un buen diseño rondaría los 10 años con los costes actuales [24].

La viabilidad de las instalaciones de refrigeración solar se incrementa si el campo de captación se utiliza para proporcionar agua caliente sanitaria (ACS) así como calefacción. Concretamente, el incremento de energía captada puede alcanzar valores de 1000 kWh/m² y año [10].

La refrigeración solar es una temática de gran interés en los últimos años, como demuestran los proyectos de demostración finalizados o actualmente en marcha en este ámbito y que se exponen a continuación.

A **nivel internacional** destaca el programa “Solar Heating and Cooling Programme” de la Agencia Internacional de la Energía (IEA) [27]. Los objetivos básicos son la reducción de los costes del sistema, la elaboración de guías que permitan dimensionar adecuadamente los sistemas, así como la implantación real de instalaciones para su monitorización y estudio. Para su desarrollo se han llevado a cabo tres programas: task 25, task 38 y task 48, y actualmente otro se encuentra activo: task 53.

- Task 25: Solar Assisted Air Conditioning of Building (1999-2004) [28]

Fue realizado por 50 participantes de 12 países diferentes. Se obtuvieron resultados sobre instalaciones de refrigeración solar en todo el mundo y se realizó una herramienta computacional de diseño de instalaciones denominada SOLAC, así como un libro manual [1].

- Task 38: Solar Air conditioning and Refrigeration (2006-2011), [29].

Su objetivo consistió en el desarrollo y prueba de sistemas de calefacción y refrigeración solar de pequeño tamaño. En este programa se pretendía estudiar diseños especiales para el caso de edificios no residenciales, desarrollar nuevos componentes del sistema de frío solar y extender los avances y resultados obtenidos a usuarios e industrias para su implantación en el mercado.

- Task 48: Quality Assurance and Support Measures for Solar Cooling (2011-2015) [30].

Nace con el objetivo de fomentar un mercado fuerte y sostenible de sistemas de refrigeración solar térmica. Para ello se desarrollan herramientas y procedimientos para la caracterización de los componentes de los sistemas de refrigeración solar térmica y se crea un procedimiento práctico, unificado y adaptado para especificar las mejores configuraciones. Se centra en sistemas que permitan además suministrar calefacción, sin limitación de potencia o área de captación solar.

- Task 53: New Generation Solar Cooling & Heating Systems (PV or solar thermally driven systems), (2015-2017) [3].

El objetivo principal consiste en desarrollar un mercado fuerte y sostenible de sistemas innovadores de refrigeración solar térmica y fotovoltaica. Está enfocada tanto a aplicaciones de climatización como de conservación de alimentos y producción de ACS.

Es la primera vez que este tipo de programas trata solar térmica y fotovoltaica conjuntamente. Los programas anteriores se centraban en la energía térmica como fuente. Pero recientemente la energía fotovoltaica gana también protagonismo en este ámbito. Comienza a verse como una posible alternativa interesante en ciertos casos. Aún así, es todavía importante el trabajo necesario para conseguir su implantación en el mercado. Es por tanto interesante que ambas tecnologías coexistan en este programa.

La task 53 comenzó en marzo de 2014 y finaliza en 2017. Recientemente, en septiembre de 2015 ha tenido lugar un evento en Roma para comprobar el estado de la tecnología y la evolución del mercado. Se aboga por una nueva generación de sistemas de calefacción y refrigeración solar. Y se pone de manifiesto que a pesar de la evolución en los últimos diez años, sólo unos pocos casos han mostrado que la tecnología sea económicamente competitiva, ya que la mayoría de sistemas tienen largos plazos de amortización y requieren de incentivos para su instalación como ha sido el caso con los proyectos de investigación y demostración.

A pesar de que el desarrollo no ha sido tan rápido y efectivo como cabía esperar, la reciente hoja de ruta desarrollada por la Agencia Internacional de la Energía IEA [31] fija un 17% de refrigeración proporcionada con energía solar a final de 2050. En este documento se aboga también por la combinación de las tecnologías de calefacción y refrigeración solar con otras tecnologías renovables para aumentar la rentabilidad y optimizar el uso limitado de superficie.

Un caso de interés es el uso de captadores solares híbridos (térmicos y fotovoltaicos), que se muestran como una tecnología prometedora. Aunque se han hecho recientes esfuerzos por mejorar este tipo de captadores, aún quedan importantes desafíos por resolver como reducir las pérdidas, mejorar la protección contra sobrecalentamiento, la combinación de diferentes capas y la mejora de los costes [31].

Dentro del ámbito internacional, pero **concretamente en Europa**, nos encontramos los siguientes programas:

- SACE (2002-2003): “Solar Air Conditioning in Europe”, [32].

En este proyecto se analizó el mercado de la refrigeración solar así como su potencial y su promoción.

- CLIMASOL (2003-2005), [33].

Nació con el objetivo de reducir el consumo energético empleado en la refrigeración de edificios. Una vez reducido se pretendía fomentar el uso de energía solar para abastecer la demanda restante. Los objetivos concretos fueron la difusión del conocimiento de las diferentes técnicas de refrigeración solar así como la realización de estudios de viabilidad para permitir un aumento del número de instalaciones de demostración de cada país participante.

- SOLAIR (2007-2009): “Solar Air Conditioning”, [34].

Este programa estuvo especialmente destinado a aplicaciones de edificios residenciales y comerciales. Su objetivo fue resolver los mayores obstáculos encontrados, como el limitado conocimiento de los instrumentos disponibles y la carencia de herramientas de información homogéneas. Para ello, basado en proyectos previos generó un conjunto de herramientas para asistir al creciente mercado de esta tecnología.

- HIGH COMBI, (2007-2011) [35]:

Este proyecto se enfocó a sistemas de calefacción y refrigeración de alta fracción solar, combinados con componentes y métodos innovadores, tales como sistemas de almacenamiento estacional. Se llevó a cabo el diseño e instalación de 4 plantas de demostración (Grecia, Italia, Austria y España) para su monitorización y análisis. Y se desarrolló un software de simulación.

- SOLAR COMBI + (2007-2010), [36]:

Los objetivos del proyecto fueron la identificación de nuevas enfriadoras térmicas de pequeña potencia disponibles en el mercado y la promoción del uso estandarizado de sistemas para la cobertura de ACS, calefacción y refrigeración con una carga de refrigeración inferior a 20 kW.

En el ámbito **nacional** hay diferentes proyectos, instalaciones y grupos de investigación que destacan en el ámbito de la refrigeración solar.

- Proyecto ARFRISOL [37]

Es el primero de los proyectos singulares estratégicos impulsados por el Ministerio de Educación y Ciencia (MEC) y coordinado por el Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas (CIEMAT). El objetivo es explorar las soluciones de arquitectura bioclimática y frío solar en edificios públicos simbólicos para el acondicionamiento térmico. Surge en 2005. Este proyecto ha permitido la construcción de cinco instalaciones en diferentes zonas climáticas: Almería (costa y desierto), Madrid, Asturias y Soria; así como la difusión del conocimiento adquirido para que estas soluciones se convirtiesen en práctica corriente. Además del MEC y del CIEMAT han participado diversas empresas de ámbito privado, así como las universidades de Almería y Oviedo y la Fundación Barredo-Asturias.

- Planta de refrigeración solar en Sevilla

Está compuesta por 352 m² de captadores solares Fresnel para producir agua caliente alrededor de 160-180 °C para activar un equipo de absorción de doble efecto de 174 kW de potencia nominal. Fue la primera instalación de refrigeración solar de estas características en Europa, cuya inauguración se hizo en 2008 dentro de un proyecto entre Gas Natural y la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de Sevilla con financiación de la Corporación Tecnológica de Andalucía. Se llevó a cabo un importante trabajo de monitorización y evaluación de la instalación, ubicada en el edificio 'Plaza de América' de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros de la Universidad de Sevilla.

Otra instalación de interés ubicada en Sevilla se encuentra en el Laboratorio de Ingeniería de Sistemas y Automática de Universidad. Consiste en un sistema de refrigeración solar de absorción de simple efecto de 35 kW con captadores solares planos.

- Universidad Rovira i Virgili

El CREVER, Grupo de Investigación de Ingeniería Térmica Aplicada de la Universidad Rovira i Virgili ha trabajado en diversos proyectos de investigación en el ámbito de la refrigeración solar con especiales aportaciones, fundamentalmente en el ámbito de las enfriadoras de absorción.

Disponen de una instalación experimental para el estudio de los procesos de transferencia de calor y materia en procesos de absorción y desorción. La finalidad principal de la instalación es la transferencia de tecnología. Y en ella se han estudiado diferentes soluciones como fluidos de trabajo, se ha trabajado en optimización de estrategias de control, y se han caracterizado y modelado el funcionamiento de enfriadoras de absorción entre otras actividades. Han trabajado en diferentes proyectos nacionales e internacionales referentes a la refrigeración solar, algunos de ellos actualmente vigentes.

El desarrollo del novedoso equipo de absorción utilizado en la instalación experimental de la presente Tesis se llevó a cabo en colaboración con este grupo de investigación. El prototipo destaca fundamentalmente por el par de trabajo empleado, así como la construcción

íntegramente con intercambiadores de placas incluyendo generador y absorbedor, y la disipación seca del mismo.

- Instalaciones de refrigeración solar desarrolladas en el CARTIF.

El CARTIF es un centro tecnológico. Una de sus líneas de trabajo es la refrigeración solar. En este ámbito, han desarrollado junto a otros participantes, el proyecto REFSOL. Su objetivo ha sido el desarrollo de dos novedosas enfriadoras térmicas de absorción (nitrato de litio-amoniaco) y adsorción (cloruro de bario-amoniaco) alimentadas por diferentes tecnologías de energía solar.

Cabe destacar entre otras aportaciones el desarrollo de novedosas estrategias de regulación de equipos de absorción en instalaciones de refrigeración solar y el establecimiento de reglas de diseño y de una metodología simplificada de dimensionado [38].

Tienen una instalación de refrigeración solar en uno de los edificios de la Fundación, en Boecillo (España), con dos campos de captadores, uno de 40 m² de tubos de vacío montados sobre una plataforma con giro azimutal, y otro de captadores planos de 37,5 m²; con un total de acumulación de agua caliente de 8 m³, una enfriadora de absorción de bromuro de litio-agua de 35 kW; y 1 m³ acumulación de agua fría.

Es evidente que los proyectos realizados hasta la fecha en la temática de la refrigeración solar han permitido que la tecnología madure y que se haya dado el paso desde una fase inicial de proyectos piloto de demostración a una fase de maduración y consolidación de la tecnología en el mercado, como así es clasificada en un informe elaborado por el Grupo Intergubernamental de Expertos sobre Cambio Climático [39]. Es por ello especialmente interesante el desarrollo de proyectos como el que actualmente comienza con la citada task 53 [3]. Y se pone también de manifiesto el interés de la presente Tesis, ya que a pesar de todos los avances no acaba de producirse una implantación a gran escala. Es por ello fundamental seguir ahondando en el estudio de las mejores configuraciones de instalaciones, así como la influencia de los diferentes parámetros de diseño.

1.5. Estado del arte en la tecnología de absorción

Una máquina de refrigeración por absorción es un dispositivo de conversión de energía. Permite extraer energía de un foco a baja temperatura cediéndola a un foco a alta temperatura.

El principio de trabajo es similar al de una máquina de refrigeración por compresión mecánica, un dispositivo que permite llevar el calor de donde hay menos temperatura a donde hay más tomando como calor útil el extraído del foco a menos temperatura. La exposición detallada del funcionamiento de ambas tecnologías se ha expuesto previamente en el apartado 1.1.

En una enfriadora de absorción se define por un lado el coeficiente de comportamiento térmico COP_{ter} como la relación entre la potencia de refrigeración aportada y la potencia calorífica requerida en el generador. Valores típicos de COP_{ter} en máquinas de absorción de simple efecto están entre 0.5 y 0.8.

Otro factor de gran importancia es el coeficiente de comportamiento eléctrico COP_{elec} que representa la relación entre la potencia de refrigeración aportada y el consumo de energía eléctrica. Es un factor clave que ha ido ganando interés en los últimos años. Si no se realiza un diseño cuidadoso del equipo, el consumo eléctrico puede crecer, dificultando que la climatización solar pueda competir con soluciones convencionales de refrigeración. Concretamente, algunos trabajos recientes muestran cómo algunas de las instalaciones reales tienen incluso mayor consumo de energía primaria que si utilizasen sistemas convencionales de compresión mecánica [40]. Las razones son un diseño inadecuado o un mal control de los componentes [41].

La disipación de la energía del condensador y absorbedor del equipo de absorción a un foco a media temperatura es usualmente un factor clave. La energía eléctrica empleada en el sistema de disipación es en algunos casos más del 50 % de la energía eléctrica empleada para el funcionamiento del equipo. Se ha de ser especialmente cuidadoso en su diseño, concretamente en tres puntos, flujos másicos y pérdidas de carga, ventiladores para la disipación de calor y estrategias de control [42].

En referencia a los fluidos de trabajo de los equipos de absorción, los dos pares de fluidos más extendidos en los equipos de absorción de simple efecto comerciales son agua - bromuro de litio y amoníaco - agua.

En la mezcla agua – bromuro de litio, el agua es el refrigerante y el bromuro de litio el absorbente. Es la mezcla más común en equipos utilizados para refrigeración en aplicaciones de climatización, con temperaturas de foco frío por encima de los 5 °C. Los inconvenientes más evidentes son los posibles problemas de cristalización en determinadas condiciones de funcionamiento debido a que el bromuro de litio (que es una solución salina) precipita si la concentración excede un límite máximo denominado límite de solubilidad. Este límite depende fundamentalmente de la temperatura, y en menor medida de la presión. Y necesita trabajar en depresión en el evaporador con el posible riesgo de contaminación que ello supone.

La otra solución más habitual es el amoníaco – agua, siendo el amoníaco el refrigerante y el agua el absorbente. No tiene el problema de cristalización debido a que el amoníaco es totalmente soluble en agua independientemente de la proporción. Pero por contra tiene como inconveniente la necesidad de incluir un elemento adicional en el circuito, un rectificador.

Aunque no es muy común, hay también algunas enfriadoras disponibles en el mercado que utilizan agua – cloruro de litio como par de trabajo.

En los últimos años, en máquinas de absorción de simple efecto ha ido ganando interés un nuevo par de trabajo: amoníaco – nitrato de litio. Concretamente el prototipo utilizado en la instalación real construida en el marco de la presente Tesis (detallada en la tercera parte del documento) lo utiliza [16]. El par utilizado tiene ventajas respecto a otros pares habituales como agua / bromuro de Litio. Permite trabajar con mayores temperaturas de disipación del calor, lo que facilita el uso de sistemas de disipación seca. Esto es de especial interés en instalaciones residenciales en las que se hace en ocasiones inviable el uso de torres de refrigeración para la disipación por el alto coste de mantenimiento y la dificultad de lidiar con los problemas ligados a la legionela. El equipo de absorción está construido íntegramente con intercambiadores de calor de placas soldadas, y su diseño ha sido patentado [17].

En cuanto a la capacidad de los equipos de absorción de simple efecto, la oferta ha sido pequeña para sistemas de menos de 50 kW hasta hace relativamente poco tiempo. Pero en los últimos años esta opción está disponible ([1], [25]). Las enfriadoras térmicas con potencias inferiores a 20 kW son diversas. Una recopilación de los modelos y características puede encontrarse en la bibliografía [42] [22]. Concretamente se identifican tres enfriadoras de amoníaco – agua, una del fabricante Ao Sol, Energías Renovables de Portugal de 8 kW, que actualmente no está disponible en el mercado; otra del fabricante australiano Pink GmbH, modelo chillii® PSC 12, de 12 kW [43]; y por último el modelo ACF60-00LB del fabricante italiano Robur de 12 kW. En cuanto a enfriadoras de agua - bromuro de litio encontramos a diversos fabricantes, Rotártica con sus modelos 045v y 045, ambas de 4.5 kW con disipación seca y húmeda respectivamente pero que actualmente ya no se fabrica [22], Sonnenklima GmbH [44] con su modelo suninverse de 10 kW, EAW con su modelo Wegracal SE15 de 15 kW [45] y [46], y por último Yazaki con su modelo WFC-SC 5 de 17.6 kW [47]. Por otro lado nos encontramos a Climatewell [48], un fabricante sueco que dispone de dos enfriadoras de agua-cloruro de litio, Climatewell10, de 4 kW y Climatewell 20.

1.6. Proyecto SOLARFRIO

El proyecto SOLARFRIO fue cofinanciado por la Agencia de Innovación y Desarrollo de Andalucía (Expte: IDEA 330976), así como por la Corporación Tecnológica de Andalucía (Expte: 06/108). Fue promovido por dos empresas, Compañía Industrial de Aplicaciones Térmicas S.A. –CIATESA e ISOFOTÓN, y participaron 3 grupos de investigación, el Grupo de Energética de la Universidad de Málaga GEUMA, el grupo CREVER de la Universitat Rovira i Virgili que llevaría a cabo el desarrollo del equipo de absorción y el Grupo de Investigación iiTer de la Universidad de Cádiz, que se encargaría de realizar un programa de simulación y selección. El objetivo consistió en abordar el desarrollo de un sistema integral de climatización solar que

incluyese la captación, almacenamiento, la máquina de absorción y el sistema de distribución al edificio. Su ejecución comienza a finales de 2006 y tiene una duración de 3 años.

Dentro del proyecto se abordaron varias temáticas:

- Especificación, diseño y construcción del prototipo de absorción de pequeña potencia con el novedoso par de trabajo amoníaco / nitrato de litio [16], [17]. La elección del par de trabajo responde al objetivo de desarrollo de un equipo de absorción de disipación por aire, activado a bajas temperaturas y que pudiese ser construido con técnicas similares a los equipos de compresión mecánica [16].
- Optimización de los parámetros de diseño de un captador solar térmico, concretamente de captadores solares planos, mediante el desarrollo de un modelo matemático tridimensional [49].
- Comparación entre las diferentes configuraciones de refrigeración solar térmica con equipos de absorción de simple efecto y captadores solares planos. Esta temática implica la definición del prediseño de la instalación y el control de la misma. Es la que se aborda en la segunda parte del este documento.

El equipo de absorción desarrollado es el utilizado en la instalación experimental prototipo que se aborda en la tercera parte. Hay que tener en cuenta que la evolución en las diferentes temáticas abordadas en el proyecto SOLARFRÍO se produce en paralelo. Es por ello que la comparación mediante simulación no integra las curvas de comportamiento reales del prototipo, sino las curvas de comportamiento de otros equipos en el momento disponibles en el mercado.

1.7. Proyecto DEFRISOL

El proyecto DEFRISOL (Demostración y desarrollo del control de una planta prototipo de climatización solar), fue cofinanciado por la Corporación Tecnológica de Andalucía (Expte: 09/321), así como por los programas Torres Quevedo (PTQ-09-02-01052) del Ministerio de Ciencia e Innovación. El objetivo consistió en abordar ciertas fases del trabajo inicialmente no incluidas en el proyecto previo y que se consideraron imprescindibles como la demostración del funcionamiento de la planta prototipo de la instalación en todo su conjunto, y la comprobación de la estrategia de control para el equipo de absorción y para todo el sistema de climatización solar (captación, almacenamiento, equipo de absorción y unidades terminales).

Por tanto el proyecto aborda la construcción de una instalación para el abastecimiento de refrigeración y calefacción a unas casetas que actúan como células de ensayo. Y comprende la fase experimental condensada en la tercera parte del presente documento.

SEGUNDA PARTE.
Comparación entre
configuraciones de
climatización solar

2. Elección de configuraciones

En este capítulo se analizan cualitativamente las ventajas e inconvenientes entre configuraciones. Este análisis inicial se basa en el funcionamiento para proporcionar refrigeración, aunque posteriormente las 5 configuraciones seleccionadas se analizan también en modo calefacción e incluyen el abastecimiento de ACS.

2.1. Componentes de la instalación

En primer lugar se analizan los componentes fijos de la instalación, captadores solares térmicos planos y enfriadora de absorción de simple efecto. Posteriormente, aquellos componentes que habrá que decidir si forman parte de la instalación, y la forma en la que se conectan entre sí: depósito acumulador, sistema auxiliar de apoyo y elemento terminal. Esta elección condicionará el funcionamiento global de la instalación haciendo más interesantes unas configuraciones frente a otras.

- Captadores solares

Las temperaturas necesarias para activar el generador del equipo de absorción pueden rondar los 70 – 90 °C lo que hace necesario el uso de captadores solares térmicos de alta eficiencia a alta temperatura. La solución adoptada aquí es la de captadores solares planos, que es la más común en estas instalaciones [21]. Otra posibilidad sería el uso de captadores solares térmicos de tubos de vacío o captadores de concentración. Según el informe final del proyecto europeo SolarCombi+ [14], el uso de captadores de tubos de vacío permite ahorrar una mayor cantidad de energía (entre 15 % y 30 %) pero la inversión aumenta significativamente.

Como parte preliminar de la investigación realizada, se llevó a cabo un estudio sobre los parámetros de mejora de captadores solares planos a través del desarrollo de un modelo matemático específico 3D [49].

- Equipo de absorción

La enfriadora de absorción de simple efecto se alimenta con agua caliente producida en los captadores solares. Produce agua fría que es enviada a los elementos terminales de la instalación (bien sean fancoils, suelos o techos fríos). Su principio de funcionamiento, así como el estado actual de la tecnología y los equipos de pequeña potencia disponibles en el mercado se ha expuesto previamente en el apartado 1 de Introducción.

Conviene destacar que todos los esquemas de este documento muestran el equipo de absorción unido exclusivamente al foco de generación (alimentación de agua caliente) y al de evaporación (producción de agua fría). Pero estos equipos necesitan de un tercer foco para evacuar calor del condensador y el absorbedor. La disipación mediante torre de refrigeración es la más común, y es la que se utiliza en el estudio de simulación aquí presentado.

- Depósito de acumulación

El uso de un depósito en la instalación pretende compensar la separación temporal entre producción de energía solar y demanda de climatización. Esto es muy evidente en el caso de instalaciones solares para calefacción. En el caso de refrigeración solar la simultaneidad entre ambas es elevada, aún así no se suelen plantear instalaciones sin acumulador. Esto se debe a que permite estabilizar el funcionamiento de la máquina de absorción evitando continuos arranques y paradas, mejorando así el comportamiento global del sistema. Permite alcanzar una mayor cobertura de la demanda si su diseño es adecuado. En sistemas de refrigeración solar con máquinas de absorción hay 2 posibilidades: acumular agua fría producida en el evaporador de la máquina de absorción o agua caliente producida por los captadores para alimentar el generador de la máquina de absorción [1].

En referencia a la acumulación de agua caliente, un volumen mínimo es necesario para asegurar un funcionamiento estable de la máquina de absorción. Esto permite una producción de frío continua y por tanto más efectiva bajo condiciones de radiación solar variable. De manera que en todas las instalaciones del presente documento se propondrá este volumen mínimo de acumulación en calor. Es importante no sobredimensionarlo para no perder las ventajas de simultaneidad de la radiación y la demanda.

También existe la posibilidad de acumular el agua fría producida por el equipo de absorción. Esto aporta una serie de ventajas. Permite reducir las pérdidas térmicas a igualdad de aislamiento, ya que la diferencia entre temperatura de acumulación y ambiente es menor. Disminuye la cantidad de energía a almacenar porque el coeficiente térmico de operación de la máquina de absorción es menor de la unidad, suele rondar el valor de 0.7. Además permite un

mayor control de la temperatura de impulsión al sistema de climatización así como desacoplar la producción de frío de la demanda.

- Sistema auxiliar de apoyo

Las configuraciones propuestas en este documento consideran la necesidad de abastecer la totalidad de la demanda de climatización de la vivienda, tanto de calefacción como de refrigeración, para lo cual va a ser necesario el uso de un sistema auxiliar de apoyo.

Puede instalarse un elemento de producción de calor, típicamente una caldera de gas, que apoye la producción de agua caliente necesaria para activar la máquina de absorción, o bien un sistema producción de frío que apoye directamente la refrigeración producida. Si el equipo de producción de frío consiste en una enfriadora de compresión mecánica reversible, tendremos resuelto también el apoyo en modo calefacción.

Otra posibilidad consiste en no utilizar sistemas de apoyo dentro de la instalación solar, de manera que el sistema de apoyo sea un equipo externo independiente a la instalación solar, ubicado en el local, lo cual podría plantearse como posible alternativa en edificios ya existentes que dispongan de climatización.

2.2. Clasificación de instalaciones

2.2.1. Sistemas solo solares con apoyo en el local

En este tipo de sistemas, la demanda de frío no suministrada con el sistema solar diseñado, será aportada por un equipo de apoyo externo ubicado directamente en el local. En principio, este tipo de sistemas podría ser una opción interesante en el caso en que la vivienda ya disponga de un sistema de climatización previamente al planteamiento de la instalación solar.

En este caso, las dos únicas opciones serían utilizar exclusivamente un depósito de agua caliente (Figura 2-1), o utilizarlo junto a uno de agua fría (Figura 2-2).

La válvula de tres vías representada en las gráficas a la entrada del generador de la máquina de absorción permite la regulación de la temperatura de alimentación y por tanto la potencia de la enfriadora. Hay otras opciones, como las consistentes en regular la temperatura de condensación variando los parámetros de los que dependen y/o estrategias conjuntas de ambos parámetros, entre otras [50]. Esta válvula es necesaria también para limitar la temperatura de alimentación a la máxima que permita el equipo.

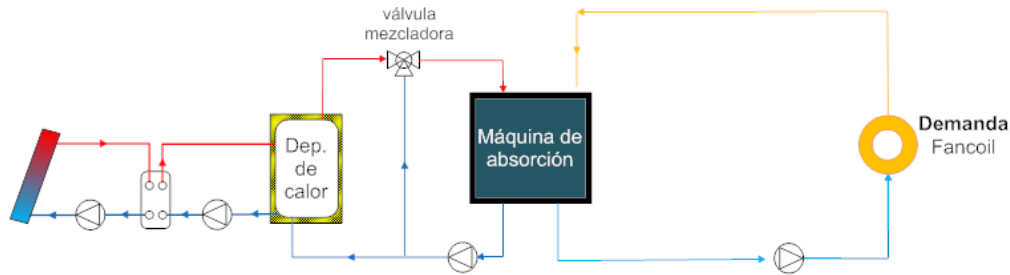


Figura 2-1. Sistema sólo solar + equipo auxiliar en el local, con acumulación de calor

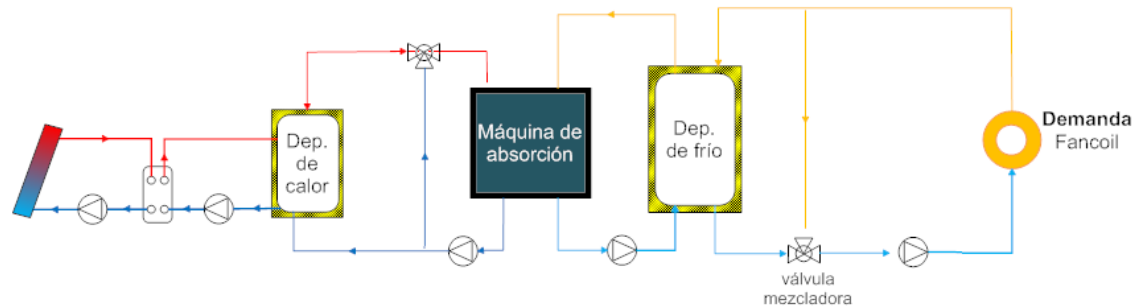


Figura 2-2. Sistema sólo solar + equipo auxiliar en el local, con acumulación de calor y frío

2.2.2. Sistemas solares con apoyo

La instalación diseñada es la encargada de satisfacer toda la demanda, por lo que ha de incluir el sistema auxiliar de apoyo. Las posibilidades aquí son diversas: sistema auxiliar de apoyo en calor (caldera) o en frío (sistema de compresión mecánica), con depósito acumulador exclusivamente de calor o junto a un acumulador de frío.

Y la variedad de conexiones posibles del sistema auxiliar dentro del conjunto supone que nos encontremos con un abanico aún más amplio de posibilidades. Para su análisis se van a dividir básicamente en instalaciones con apoyo de frío y con apoyo de calor.

2.2.3. Sistemas solares con apoyo de frío

- Sin depósito de agua fría

En esta configuración el sistema auxiliar es una enfriadora de compresión mecánica conectada en paralelo con la máquina de absorción (Figura 2-3). El funcionamiento es alternativo. Si la enfriadora térmica de absorción no es capaz de combatir la carga del local, ésta será íntegramente combatida por la enfriadora convencional de compresión.

Si se dispone de suficiente energía solar para accionar la enfriadora de absorción, pero no para combatir la totalidad de la demanda, no se podrá aprovechar.

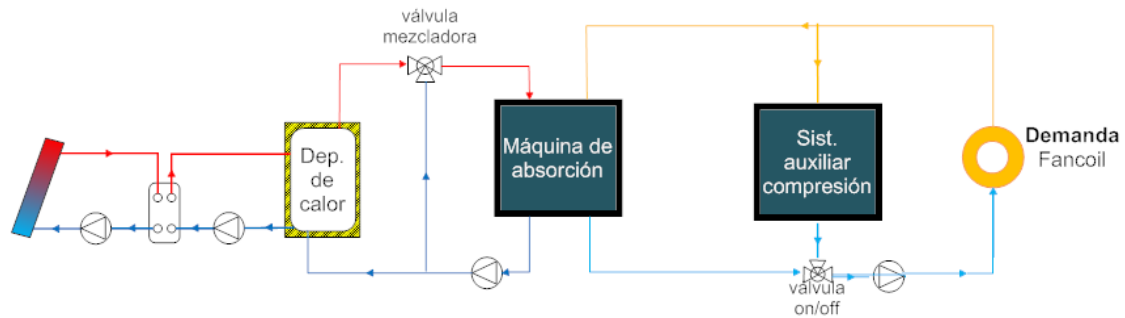


Figura 2-3. Sistema solar con acumulación de calor y equipo auxiliar de frío en paralelo al equipo de absorción

- Con depósito de acumulación de agua fría

En este caso se pueden plantear dos posibles conexiones del sistema auxiliar.

Sistema auxiliar de frío de conectado directamente al depósito

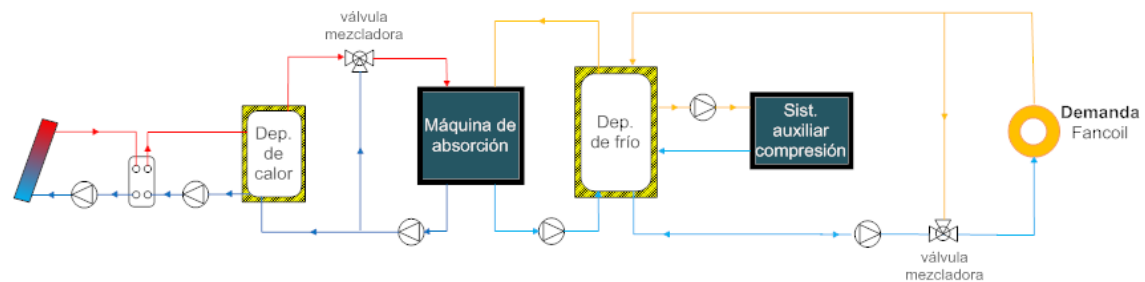


Figura 2-4. Sistema solar con acumulación de calor y frío, y equipo auxiliar de frío conectado al depósito

En esta configuración (Figura 2-4) puede disminuir la potencia de diseño del sistema auxiliar necesario si se tiene en cuenta la evolución de la demanda y el volumen de acumulación. Como contrapartida se produce una disminución de la temperatura del acumulador mediante medios convencionales. Esto hace que la temperatura de operación de la enfriadora térmica disminuya y por tanto disminuya también el rendimiento. Además, parte de la energía empleada para enfriar el depósito mediante medios convencionales se va en pérdidas térmicas.

Sistema auxiliar de frío en paralelo al depósito

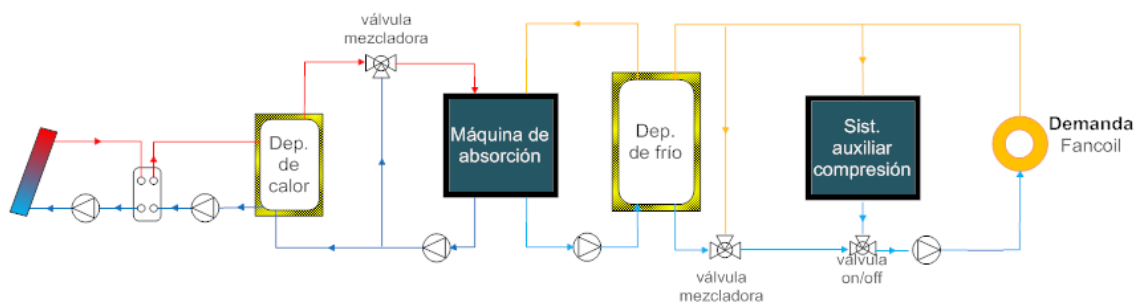


Figura 2-5. Sistema solar con acumulación de calor y frío y equipo auxiliar de frío en paralelo con el depósito

En esta configuración (figura 5), el sistema auxiliar se activa cuando la temperatura del depósito no es suficientemente baja para satisfacer la demanda de frío del local. El inconveniente es que no permite aprovechar el enfriamiento previo que proporciona el depósito cuando no es suficiente para cubrir la carga.

La válvula de 3 vías on-off termostática es la encargada de direccionar el agua hacia el depósito o hacia el sistema auxiliar en función de que la temperatura de salida del depósito sea suficientemente baja o no para combatir la totalidad de la demanda del local. La siguiente válvula de 3 vías mezcladora permite controlar la temperatura de alimentación a los elementos terminales ubicados en el local si la temperatura del depósito es menor de la necesaria. En este caso el sistema auxiliar no estaría funcionando.

2.2.4. Sistemas solares con apoyo de calor

La energía aportada por el sistema auxiliar se emplea en elevar la temperatura del agua de alimentación al generador de la máquina de absorción (cuando no es suficiente con la energía solar disponible). Es posible conectar el sistema directamente al depósito (Figura 2-6) o en serie (Figura 2-7). En ambos casos se produce un aumento de la temperatura del agua caliente del depósito y por tanto de las temperaturas de trabajo de los captadores solares, disminuyendo el rendimiento de los mismos. La conexión directa al depósito no estaría permitida en España según la legislación [51], por lo habría que pasar a esquemas con dos depósitos de acumulación de agua caliente. Otra posible opción sería la conexión en paralelo (Figura 2-8)

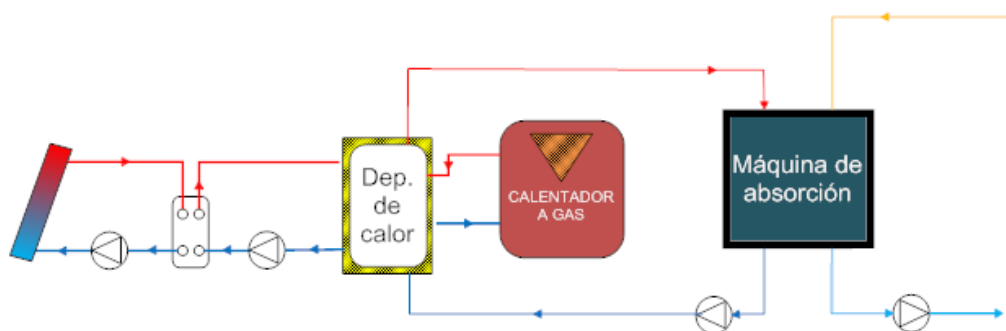


Figura 2-6. Sistema solar con equipo auxiliar de calor directamente en el depósito

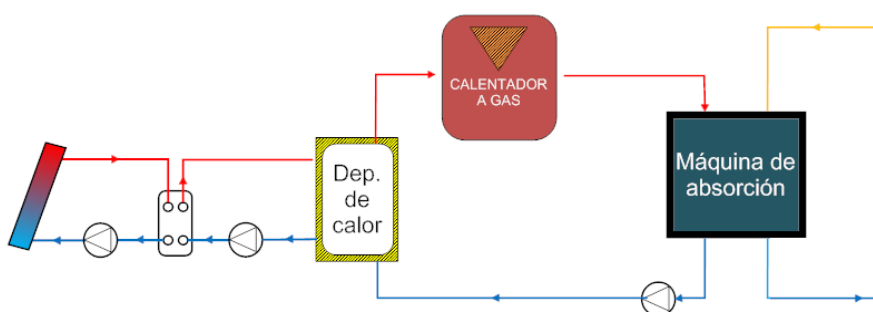


Figura 2-7. Sistema solar con equipo auxiliar de calor en serie con el depósito

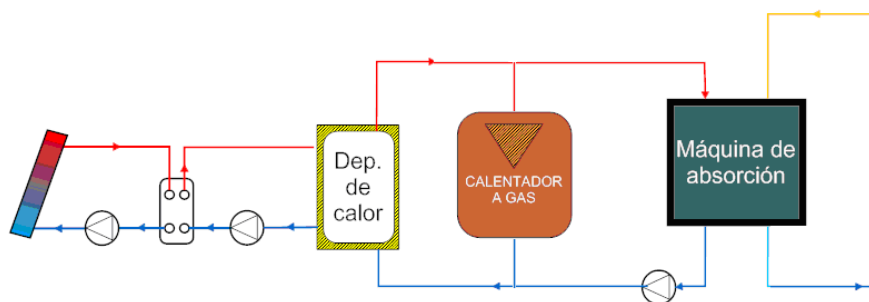


Figura 2-8. Sistema solar con equipo auxiliar de calor en paralelo con el depósito

Las fuentes de energía utilizadas para un sistema auxiliar de calor pueden ser variadas. En general la fuente más usada es el gas, aunque otra posibilidad sería utilizar electricidad: resistencias eléctricas o bombas de calor. Energéticamente no interesa colocar resistencias eléctricas por su ineficiencia. Y las altas temperaturas de trabajo requeridas hacen inviable utilizar bombas de calor. Por lo que en el caso de utilizar sistemas auxiliares de calor para asistir a la enfriadora térmica la elección sería utilizar calderas de gas.

Este documento apuesta por el uso de sistemas auxiliares de frío (sistemas de compresión mecánica). De manera que no hay ninguna propuesta de instalación con sistema auxiliar de apoyo de calor. Esta decisión se toma en base al mayor ahorro de energía primaria conseguido. Para justificar la decisión se expone a continuación un ejemplo utilizando valores típicos de rendimientos para cada subsistema.

Se consideran los siguientes valores de rendimiento:

- Rendimiento térmico de conversión de energía calorífica en energía frigorífica útil en la máquina de absorción COP_{ter} de valor 0.7.
- Rendimiento térmico de la caldera de valor unidad.
- Rendimiento de la enfriadora convencional de compresión mecánica entre 2.5 y 3, de manera que por cada unidad de energía eléctrica permita obtener entre 2.5 y 3 unidades de energía frigorífica útil. COP_{elec}
- Eficiencia de la generación de electricidad, incluidas las pérdidas de red de 0.4 (cociente entre la producción total bruta de electricidad y el consumo primario de energía para la producción de electricidad, [52]).
- Eficiencia europea actual de combustión con gas natural, incluidas las pérdidas de distribución de valor 0.91 [52]

Fijada una fracción solar de 0.5, si se utiliza una caldera como sistema auxiliar se necesitan 0.785 unidades de energía primaria para producir el 50 % de la cobertura de demanda que deja sin cubrir la energía solar ($0.5 / 0.7 / 1 / 0.91 = 0.785$). En el caso de utilizar un sistema de compresión convencional de frío como sistema auxiliar se necesitan 0.417 unidades de energía primaria para cubrir este mismo 50 % si el COP_{elec} de la enfriadora convencional es de valor 3

($0.5 / 3 / 0.4 = 0.417$) y 0.500 unidades de energía primaria si el COP_{elec} de la enfriadora convencional es de valor 2.5 ($0.5 / 2.5 / 0.4 = 0.500$). **Se ahorra por tanto entre un 36% y un 47% de energía primaria.**

La eficiencia de la red eléctrica va en aumento gracias a la mayor cuota aportada con energías renovables. Por tanto, la comparación incrementará los ahorros de energía primaria utilizando sistemas compresión mecánica como sistema auxiliar en lugar de calderas.

2.3. Configuraciones seleccionadas para la simulación

2.3.1. Descripción y esquemas simplificados

Se presentan aquí los esquemas simplificados de cada una de las configuraciones de refrigeración solar seleccionadas. Los esquemas detallados se pueden consultar en los anexos del 1 al 5.

El equipo de compresión que funciona como sistema auxiliar es reversible, lo que permite proporcionar calefacción en invierno. Todas las configuraciones incluyen además el suministro de ACS.

Las dos primeras configuraciones son del tipo sólo solar con sistema auxiliar de apoyo en el local. La configuración 1 (Figura 2-9) tiene únicamente acumulación de agua caliente, mientras que la configuración 2 (Figura 2-10) incluye también acumulación de agua fría. El resto de configuraciones son del tipo solar con sistema auxiliar incluido. Dos de ellas con acumulación de agua caliente y de agua fría (configuraciones 3 y 4). El sistema de compresión mecánica auxiliar se conecta directamente al depósito en la configuración 3 (Figura 2-11) y en paralelo en la configuración 4 (Figura 2-12). La última configuración, la configuración 6 (Figura 2-13), tiene exclusivamente acumulación de agua caliente y el sistema auxiliar está en paralelo con el equipo de absorción.

En todos los casos en que hay depósito de acumulación de agua fría (configuraciones 2, 3 y 4) se opta por utilizar estos mismos depósitos como acumuladores de agua caliente en época de invierno para que no disminuya de manera importante la cobertura de calefacción.

En estos esquemas simplificados, las válvulas de 3 vías representadas son válvulas mezcladoras. En los esquemas detallados, anexos 1 al 5, las válvulas de 3 vías representadas son diversoras.

El salto de numeración desde la configuración 4 a la configuración 6 se debe a que inicialmente el estudio se planteó con 6 configuraciones, pero finalmente se descartó una de ellas por no considerarse adecuada.

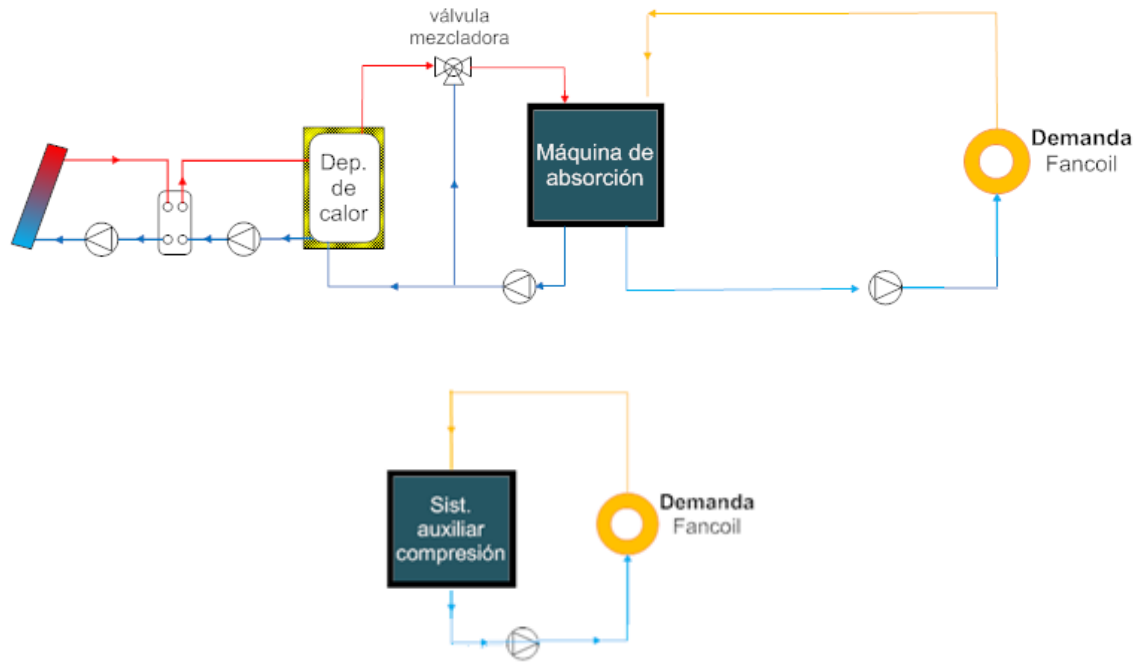


Figura 2-9. Configuración 1. Sistema sólo solar + equipo auxiliar en el local, con acumulación de calor

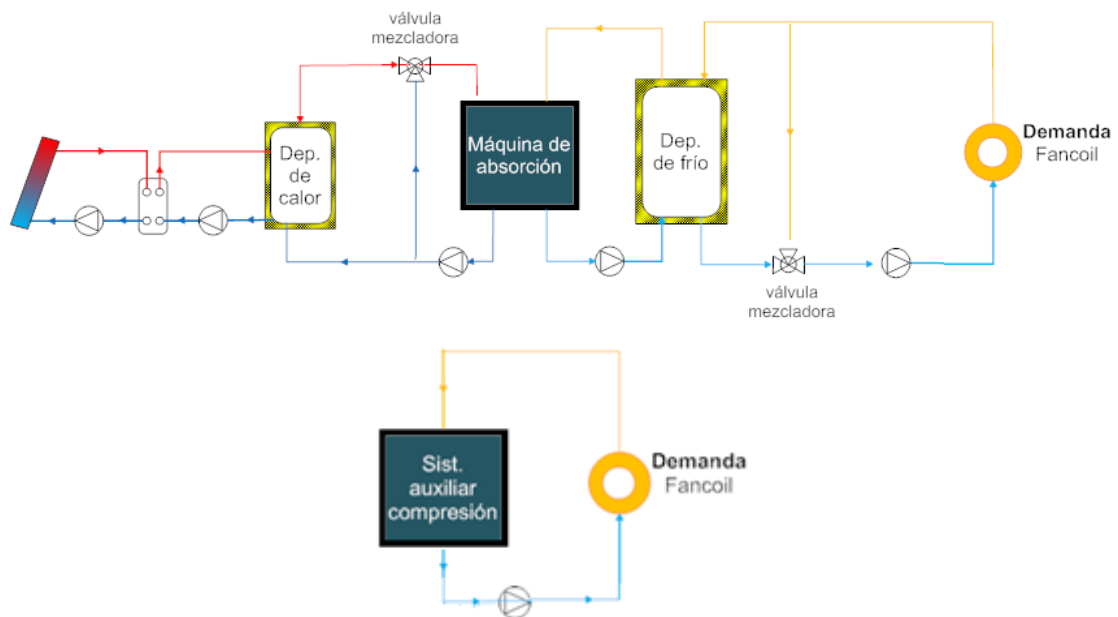


Figura 2-10. Configuración 2. Sistema sólo solar + equipo auxiliar en el local, con acumulación de calor y frío

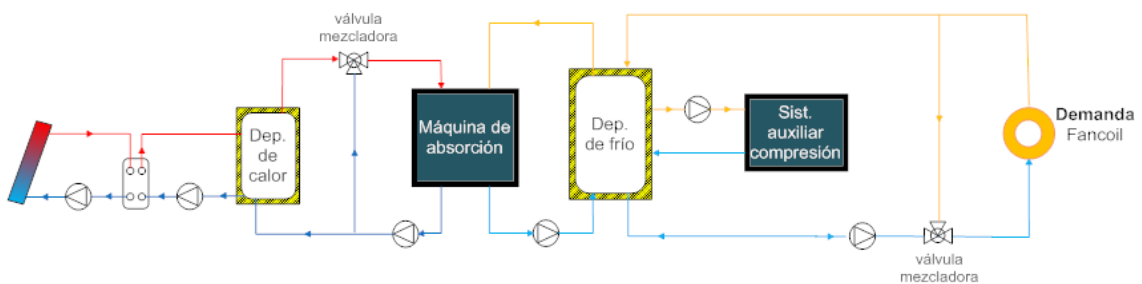


Figura 2-11. Configuración 3. Sistema solar con acumulación de calor y frío, y equipo auxiliar de frío conectado al depósito

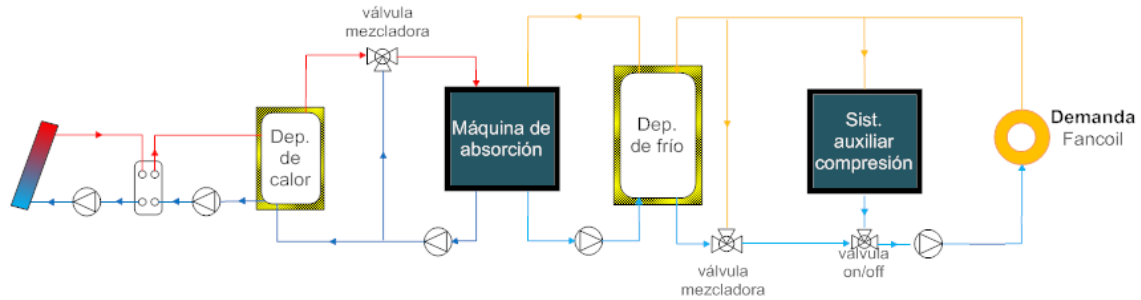


Figura 2-12. Configuración 4. Sistema solar con acumulación de calor y frío, y equipo auxiliar de frío en paralelo con el depósito

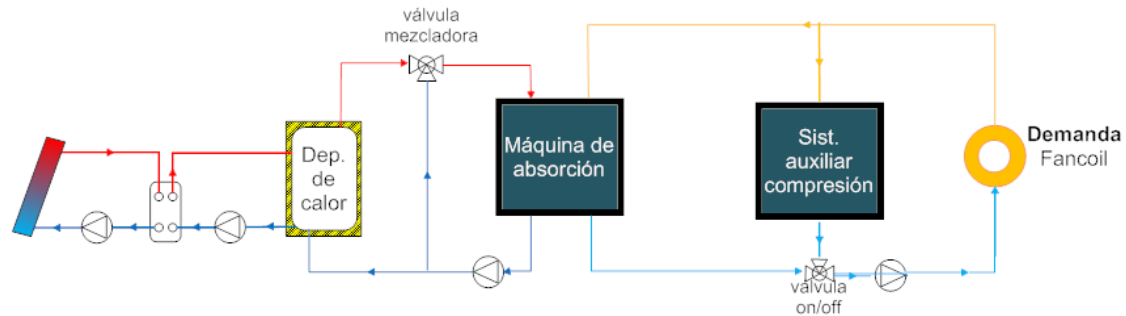


Figura 2-13. Configuración 6. Sistema solar con acumulación de calor y equipo auxiliar de frío en paralelo con la máquina de absorción

2.3.2. Detalle de la lógica de control en refrigeración

El control es uno de los puntos clave en el funcionamiento óptimo de la instalación. El retorno de la inversión así como la disminución de consumo de energía primaria y emisiones contaminantes dependen en gran parte de ello. El detalle de la lógica de control implementada se expone a continuación para cada uno de los subsistemas.

○ Circuito solar primario y secundario:

Este subsistema es común para todas las configuraciones. La máxima temperatura de acumulación permitida es de 120 °C como factor de seguridad para evitar deterioros de los componentes.

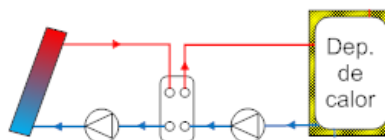


Figura 2-14. Esquema simplificado de circuito primario y secundario solar

Se utilizan bombas de caudal constante con un control basado en la diferencia de temperaturas entre la salida de captadores y la temperatura en la parte inferior del depósito. Cuando la diferencia de temperaturas supera un determinado valor (7 °C) las bombas se activan y cuando

esta diferencia es menor de otro valor ($2\text{ }^{\circ}\text{C}$) se desactivan. Esta diferencia entre activación y desactivación tiene en cuenta las pérdidas durante el arranque, y previene de constantes arranques y paradas estabilizando así el funcionamiento del sistema.

Este control consta únicamente de dos sensores de temperatura y no necesita un controlador PID. A pesar de la pérdida de captación que este control puede suponer en periodos de parada de las bombas por un funcionamiento on-off, es el control más extendido frente al uso de bombas de velocidad variable. Esto se debe a la mayor simplicidad y menor coste de inversión asociado.

- Producción de refrigeración con el equipo de absorción

Es conveniente recordar que todos los esquemas aquí presentados muestran la máquina de absorción conectada exclusivamente al foco de generación (alimentación de agua caliente) y al de evaporación (producción de agua fría). Pero estos equipos funcionan con un tercer foco para evacuar calor del condensador y absorbedor. Lo más común es la disipación a través de agua que se enfría en una torre de refrigeración. Es la que se utiliza en el estudio de simulación aquí presentado. Pero hay otras opciones como la disipación seca, como sucede en la instalación experimental descrita en el apartado 5. Esta discrepancia tiene lugar debido a la separación temporal entre los proyectos que dan lugar al trabajo de comparación de configuraciones mediante simulación y al desarrollo del equipo de absorción experimental utilizado en la instalación prototipo.

Este subsistema conecta la producción de agua fría directamente a los elementos terminales de la instalación o bien a un depósito de acumulación que independiza la producción de energía del sistema auxiliar de la demanda del local.

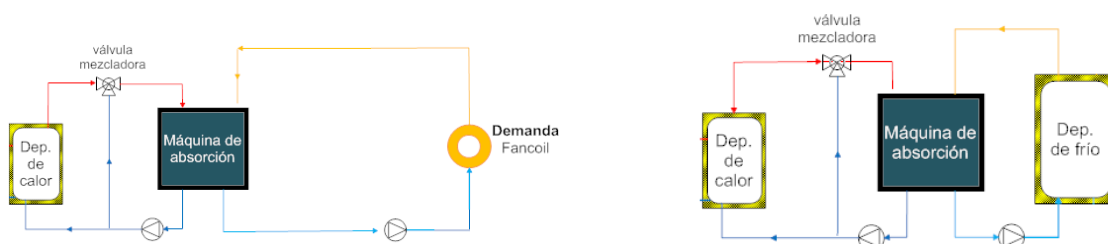


Figura 2-15. Esquema simplificado de la producción de refrigeración con máquina de absorción. Caso sin depósito de agua fría (izq). Caso con depósito de agua fría (drcha).

Si se cumplen una serie de condiciones, la producción de refrigeración comienza, activando el equipo de absorción, las bombas asociadas y el ventilador de la torre de refrigeración.

El equipo de absorción puede trabajar con temperaturas de entrada que van desde $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $95\text{ }^{\circ}\text{C}$. La temperatura del depósito de agua caliente debe ser superior a la mínima. La comprobación se realiza teniendo en cuenta $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ por encima de la mínima para la activación y $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ por encima de esa misma temperatura mínima para la parada. Esto evita constantes

arranques y paradas. En caso de que la temperatura de agua caliente almacenada sea superior a 95 °C se utiliza la válvula para mezclar agua de retorno y no superar así el valor máximo.

La temperatura de agua del foco de disipación debe estar también entre un mínimo y un máximo de 24 °C y 32 °C respectivamente. El criterio de diseño de la torre de refrigeración debe permitir disipar todo el calor del equipo de absorción en las condiciones más desfavorables, de manera que siempre se pueda tener agua disponible por debajo de la máxima admisible. Cuando las condiciones del aire exterior son más moderadas (temperatura y humedad) y/o la disipación de calor es menor, la temperatura del agua de disipación disminuye. En este caso se actúa sobre la velocidad del ventilador de la torre y reduce el consumo eléctrico del mismo.

La otra comprobación para que este subsistema se active es que haya demanda de frío o un depósito de acumulación de agua fría que no esté completamente cargado.

Cuando hay depósito esto se traduce en que la temperatura de la parte superior del mismo sea al menos 2 °C mayor a la de consigna de la máquina de absorción, fijada en 7 °C. Esta diferencia mínima de 2 °C evita que el equipo de absorción trabaje con valores muy bajos de carga y disminuye el riesgo de arranques y paradas demasiado frecuentes.

Si no hay depósito de agua fría y existe demanda de frío en el local, hay una diferencia entre las configuraciones que integran el sistema auxiliar y las que lo incluyen de manera independiente (detalle en la siguiente figura).

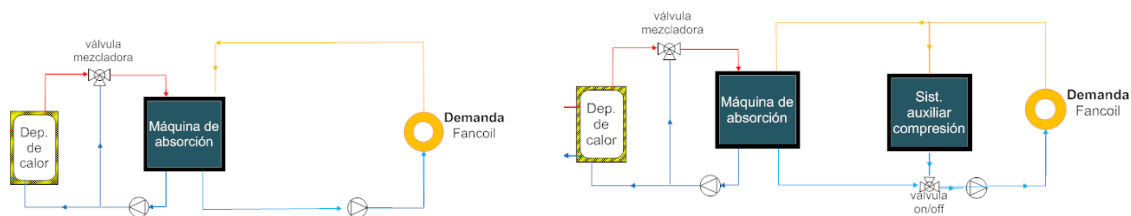


Figura 2-16. Esquema simplificado de la producción de refrigeración con máquina de absorción, sin depósito de agua fría. Sin sistema auxiliar integrado (izq), configuración 1. Con sistema auxiliar integrado (drcha), configuración 6

Como se expondrá en el apartado de modelado de componentes, los elementos terminales de la instalación se dimensionan para combatir la demanda pico con una temperatura de entrada de agua de 13 °C. Usualmente se seleccionan para 7 °C en sistemas convencionales de compresión mecánica, pero esto supondría un menor rendimiento en el equipo de absorción al trabajar con temperaturas muy bajas, por lo que en este caso es conveniente este cambio de criterio.

En la configuración 6, con sistema auxiliar en paralelo, si el equipo de absorción no puede producir agua por debajo de 13 °C se desactiva la producción por absorción, y se activa el sistema auxiliar. En cambio en la configuración 1 se permite seguir abasteciendo parte de la

demanda, por lo que el valor mínimo es mayor, de 19 °C. Y es el sistema independiente ubicado en el local el que se encarga de proporcionar el resto de demanda no satisfecha.

- Circuito de conexión del depósito de agua fría con los elementos terminales

De manera equivalente a lo que se ha expuesto anteriormente, si la configuración tiene el sistema auxiliar integrado (configuraciones 3 y 4), se impone el límite máximo de temperatura de alimentación de 13 °C a los elementos terminales.

En la configuración 4, si la temperatura del depósito es menor de 13 °C se activa el sistema auxiliar permitiendo abastecer la totalidad de la demanda. En cambio en la configuración 3 siempre se tiene una temperatura inferior o igual a los 13 °C debido a la conexión del sistema auxiliar, que no permite que baje de este valor.

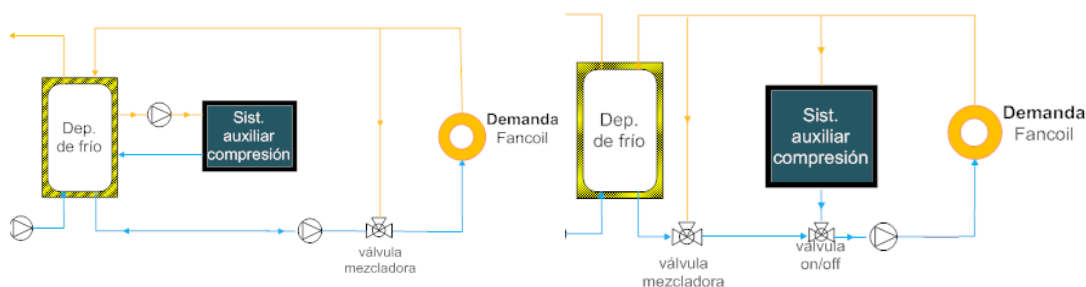


Figura 2-17. Esquema simplificado de conexión a elementos terminales, con depósito de agua fría. Sistema auxiliar integrado. Acoplado al depósito (izq), configuración 3. En paralelo (drcha), configuración 4

- Control del sistema auxiliar acoplado al depósito.

El control del sistema auxiliar es diferente en caso de que se conecte directamente al depósito (configuración 3). En este caso, si la temperatura de la parte inferior del depósito de agua fría aumenta por encima del valor para el que se han dimensionado los elementos terminales, 13 °C, el sistema auxiliar se activa hasta que la temperatura se sitúa 2 °C por debajo de este valor.

Además se supone que el sistema auxiliar funciona a plena carga una vez que se activa, algo que es posible al no tener conexión directa con los elementos terminales. Teniendo en cuenta esta conexión, es posible dimensionar el equipo con menor potencia respecto al resto de configuraciones en las que se dimensiona para cubrir la carga punta de la vivienda.

En este caso hay que tener claro el perfil de demanda, que junto al volumen de acumulación permitirán corroborar si la potencia del equipo auxiliar es suficiente.

2.3.3. Detalle de la lógica de control en calefacción y ACS

- Circuito solar primario y secundario:

Este subsistema funciona igual independientemente de que la demanda del edificio sea de calefacción o de refrigeración.

- Circuito de conexión entre depósitos en las configuraciones con dos depósitos

Todas las configuraciones incluyen un depósito de acumulación de agua caliente que funciona así independientemente de que sea invierno o verano. En cambio hay configuraciones que integran un depósito adicional que almacena agua fría en modo verano, pero que en modo invierno se utiliza para almacenar agua caliente.

En este caso, una bomba permite la circulación entre ambos. Para su activación se comprueba que la temperatura de la parte superior del depósito conectado a captadores sea al menos 7 °C superior a la parte inferior del otro. La bomba se desactiva si la diferencia se reduce a 2 °C

- Circuito de conexión con los elementos terminales de calefacción

En los sistemas sólo solares con sistema auxiliar de poyo en el local (configuraciones 1 y 2), el circuito que alimenta con agua caliente a los elementos terminales se activa si se cumplen dos condiciones. Una es que haya demanda de calefacción, y la otra que la temperatura almacenada supere los 22 °C, con una incremento de 3 °C superior para permitir su activación y asegurar así un funcionamiento estable del sistema.

En los sistemas con sistema auxiliar integrado, concretamente en las configuraciones 4 y 6, este límite se traslada a 40 °C en lugar de 22 °C. Es la consigna seleccionada para combatir la demanda pico en los elementos terminales. En otro caso se activa el sistema auxiliar, ya que no se puede asegurar una cobertura total de la demanda.

Hay una pequeña diferencia en el caso de la configuración 3. El sistema auxiliar se encarga de que temperatura almacenada disponible no disminuya de los 40 °C. Para ello se comprueba la temperatura disponible en el depósito. Si está por debajo se activa hasta que esta temperatura supera en 2 °C este valor.

Válvulas diversoras ON-OFF de 3 vías se utilizarán para hacer el cambio de modo de verano a invierno y al contrario. En verano permitirá al fluido dirigirse desde el depósito caliente hacia el generador de la máquina de absorción. Y en invierno enviará el fluido desde el depósito solar hasta el segundo depósito (que actúa como caliente en esta época del año) o bien directamente a los elementos terminales.

- Circuito de conexión para abastecer la demanda de ACS

Un intercambiador térmico de placas independiza el agua del circuito cerrado que configura la instalación, del agua de consumo para ACS.

La lógica de control utilizada es que si la temperatura almacenada es 20 °C superior a la temperatura de agua de red, y hay demanda de ACS, esta o parte de la misma se cubre con el sistema solar.

- Control del sistema auxiliar acoplado al depósito.

El control del sistema auxiliar es diferente en caso de que se conecte directamente al depósito (configuración 3). En este caso, si la temperatura de la parte superior del depósito de agua al que se conecta disminuye por debajo del valor para el que se han dimensionado los elementos terminales (40 °C), el sistema auxiliar se activa hasta que la temperatura se sitúa 2 °C por encima de este valor.

Además se supone que el sistema auxiliar funciona a plena carga una vez que se activa, algo que es posible al no tener conexión directa con los elementos terminales. Teniendo en cuenta esta conexión, es posible dimensionar el equipo con menor potencia respecto al resto de configuraciones en las que se dimensiona para cubrir la carga punta de la vivienda.

En este caso hay que tener claro el perfil de demanda, que junto al volumen de acumulación permitirán corroborar si la potencia del equipo auxiliar es suficiente.

3. Modelado de componentes

Este capítulo contiene la información relativa a la selección del software de simulación empleado, apartado 3.1; y los modelos matemáticos seleccionados para los componentes que conforman la instalación así como la caracterización del local y sistema, apartado 3.2. El control detallado del sistema se ha expuesto previamente en el apartado 2.3.

3.1. Selección del software de simulación empleado

Existen numerosos programas de cálculo de cargas y simulación energética de edificios.

En primer lugar se puede hacer referencia a los con programas de cálculo de cargas térmicas. Se utilizan para el dimensionado de sistemas de climatización, pero no están pensados para el análisis energético. En este ámbito cabe citar H5 HIDROFIVE [53], desarrollado por varias empresas, o dpCLIMA [54] de la Universidad Politécnica de Valencia.

El siguiente nivel lo ocupan los programas que permiten calcular la energía necesaria para mantener las condiciones de un local. Si los programas incorporan al modelado los equipos de climatización se pasaría a la denominación, bastante amplia en principio, de programas de simulación.

Algunos fabricantes han desarrollado programas específicos en este ámbito incluyendo además las curvas de funcionamiento de sus equipos comerciales: HAP TM ha sido desarrollado por CARRIER [55], TRACE TM por TRANE [56] y GEC® por CIATESA [57], [58].

Otro tipo de programas son los de índole legal, utilizados para la calificación energética de edificios. LIDER [59] y CALENER [60] nacen así para dar soporte a la transposición de la directiva europea [61] de eficiencia energética en el ámbito nacional, entre otros surgidos como procedimientos alternativos.

Por otro lado, existen programas de simulación de alto nivel científico y que se utilizan fundamentalmente en el ámbito universitario. Suelen ser programas de simulación que requieren un elevado nivel de esfuerzo y comprensión pero que permiten analizar infinidad de factores. La aparición de interfaces de usuario cada vez más completas ha facilitado que se amplíe el perfil de usuarios que los utilizan.

En definitiva, se observa una amplia variedad de programas existentes. Un interesante estudio de revisión [62], realizado por el Departamento de Energía de los Estados Unidos, destaca a 20 como los principales: BLAST, BSim, DeST, DOE-2.1E, ECOTECT, Ener-Win, Energy Express, Eenergy-10, EnergyPlus, Equest, ESP-r, IDA ICE, IES <VIE>, HAP, HEED, PowerDomus, SUNREL, Tas, TRACE y TRNSYS. Algunos son de libre acceso y otros requieren licencia de pago. Aunque no hay un lenguaje común para describir las capacidades de cada uno, básicamente destacan tres características fundamentales en el concepto de modelado y simulación: esquema de resolución (secuencial o simultáneo), procedimiento de resolución (iterativo implícito o explícito) e intervalo de tiempo de simulación. Un resumen de las características de algunos de los más importantes [63] se presenta en la Tabla 3-1.

Características generales del modelo de simulación	BLAST	DOE-2.1E	EnergyPlus	ESP-r	TRNSYS
Esquema de resolución					
Cálculo secuencial de cargas, sistemas y plantas sin retroalimentación	x	x			
Solución simultánea para cargas, sistemas y plantas			x	x	x
Procedimiento de resolución					
Explícito para balance de energía en zonas y superficies				x	
Solución iterativa para sistemas			x	x	x
Intervalo de tiempo de simulación					
Horario	x	x			
Seleccionado por el usuario			x	x	x
Común para edificio y sistemas				x	x
Variable para edificio y sistemas			x	x	
Variación dinámica en función de la solución transitoria			x	x	

Tabla 3-1: Resumen de las características generales de un modelo de simulación térmica de edificios.

Para realizar un análisis exhaustivo del edificio es adecuada una simulación simultánea (acoplando el sistema y el edificio) y utilizar pasos de tiempo en la simulación suficientemente pequeños para acercar los resultados de simulación al comportamiento real. Actualmente se comprueba que hay herramientas potentes de simulación que engloban ambos conceptos (EnergyPlus, TRNSYS, ESP-r).

Energy Plus ([65], [66]), es un software de código abierto. Es una herramienta de simulación energética dinámica del edificio completo que integra modelos de sistemas de climatización y sistemas solares entre otros, y resuelve los balances de masa y energía implicados. La primera versión se lanzó en el año 2001. Tiene una estructura modular y su desarrollo se basó en las características y capacidades de BLAST y DOE-2.1E, [62], pero incluyendo nuevas capacidades de simulación: utiliza un paso de tiempo menor de la hora, 15 minutos por defecto, resuelve de manera acoplada edificio y sistema y permite más precisión en la estimación de las condiciones del local. Su distribución gratuita ha permitido el acceso a un gran número de usuarios, permitiendo un rápido avance del mismo. Continuamente se realizan nuevas versiones con mayores utilidades (se mantiene y actualiza con una frecuencia). La desventaja más evidente que tenía en el momento en que se realizaron las simulaciones de este documento es que no disponía de una interfaz gráfica sencilla de utilizar, los ficheros de entradas y salidas eran ficheros de texto. Esto ha cambiado en los últimos años con la interfaz Simergy [67], una interfaz también de código abierto promovida por el Departamento de Energía de Estados Unidos al igual que Energy Plus. Aunque no es la única existente. Hay otras como OPENSTUDIO y DesignBuilder.

TRNSYS es un programa originalmente desarrollado en 1975 para estudiar sistemas de energía solar. Con el tiempo se ha convertido en una potente herramienta de investigación en ingeniería que permite resolver sistemas transitorios ([68], [69]). La estructura del programa es modular, de manera que reconoce la descripción del sistema en la que el usuario especifica los componentes que lo constituyen (con sus parámetros correspondientes) así como las conexiones entre ellos. La interfaz gráfica de TRNSYS, Simulation Studio, permite la construcción de los sistemas de manera sencilla. Cada componente es una caja negra que tiene implementado el modelo matemático con una serie de entradas, salidas y parámetros que lo caracterizan. Contiene una librería de los componentes comúnmente encontrados en sistemas de energía térmica, eléctrica, así como una serie de rutinas que permiten introducir ciertas funciones adicionales.

De todos ellos; TRNSYS (versión 16) ha sido el motor de cálculo utilizado para las simulaciones de los diferentes sistemas de climatización solar determinados en el apartado 2.3. Las razones son las siguientes:

- Integra componentes de todos los elementos que conforman el sistema: captadores solares, intercambiadores, depósitos de acumulación, equipo de absorción, válvulas de tres vías, controles, etc.

- La interfaz gráfica e intuitiva facilita su uso, permitiendo una construcción modular del sistema a través de los componentes que lo forman.
- La variedad de componentes orientados al análisis de los resultados permite estandarizar la metodología para la comparación entre casos.

Para la caracterización de la demanda de la vivienda se ha utilizado Energy Plus. Esta demanda es un parámetro de entrada para las simulaciones en TRNSYS.

La comparación se centra en las diferencias entre configuraciones por lo que este procedimiento evita cualquier influencia cruzada y simplifica el procedimiento de simulación y las variables implicadas en el proceso así como el tiempo empleado en las simulaciones. Esto es importante teniendo en cuenta que son más de 400 las simulaciones realizadas y analizadas en este trabajo.

3.2. Selección de modelos y detalle de parámetros

Se presentan los modelos matemáticos utilizados para los componentes principales del sistema.

3.2.1. Captadores solares

Un captador solar plano es un dispositivo de conversión de energía que absorbe radiación solar en una placa plana y la transfiere en forma de energía térmica a un fluido caloportador (generalmente agua) el cual se calienta.

Las partes principales que constituyen un captador solar plano son una cubierta con alta transmisión a la radiación solar y baja transmisión a la radiación infrarroja; una placa absorbente con alta absorptividad a la radiación solar, baja emisividad a la radiación infrarroja y poca resistencia conductiva para el flujo de calor hacia el fluido caloportador. Los tubos por los que pasa el fluido caloportador tienen un buen contacto térmico con la placa absorbente. Por último, una carcasa soporte de todo el conjunto garantiza la protección de sus componentes ante el deterioro y un nivel de aislamiento térmico suficiente en la parte posterior del captador.

La placa absorbente recibe gran parte de la radiación solar que, incidiendo en el colector, atraviesa la cubierta semitransparente. Dicha radiación es absorbida por la placa en su mayor parte, calentándose y generando los gradientes térmicos necesarios respecto al fluido caloportador para transmitirle gran parte de la energía térmica. Esta energía es transferida por conducción en la propia placa hacia los tubos y por convección desde estos hacia el fluido. La placa se calienta y transfiere también parte de la energía absorbida hacia el ambiente mediante los mecanismos de conducción, convección y radiación. Éstas son las pérdidas térmicas del captador. La diferencia entre la energía radiante absorbida por la placa y las pérdidas térmicas al ambiente constituye la energía útil transferida al fluido caloportador.

El diseño de captadores y los materiales empleados en la fabricación de los mismos siempre ha pretendido maximizar la fracción de energía útil captada por el fluido respecto a la energía radiante disponible para su utilización por el colector.

El modelo matemático de captadores solares planos de tubos paralelos más ampliamente extendido es el modelo de Hottel-Whillier [70]. Es un modelo estacionario, unidimensional de aleta y tubo con tratamiento de la radiación en dos bandas: onda corta (solar) y onda larga. Puede contemplar más o menos detalles según se considere o no la variación de las propiedades termofísicas con la temperatura, el intercambio de radiación de onda larga con el cielo y el entorno, la variación de la absorptividad de la placa con el ángulo de incidencia, etc. Es el modelo que contempla con la mayor sencillez todas las variables que influyen en la eficiencia del captador. Su formulación se expone posteriormente en este apartado.

Aunque es el modelo más extendido, no es el único. Algunos autores han expuesto otros modelos más detallados, algunos de los cuales reflejan el carácter multidimensional y transitorio del problema. Estos modelos pueden ser adecuados en el diseño y construcción de captadores, pero su complejidad los hace inviables como modelos para su uso en simulaciones como la que se plantea en el presente documento. Así por ejemplo, existe un modelo más completo que refleja el carácter multidimensional del problema, y que resuelve el balance en la placa absorbente, la cubierta, el aislante y el fluido de trabajo de manera separada [71]. Es un modelo específico para una configuración concreta de captador, como ocurre en otros modelos desarrollados ([72], [73], [74]). Respecto al carácter transitorio cabe destacar que hay modelos que también lo consideran ([71], [75], [76]), pero siguen siendo específicos para una configuración concreta de captador.

En este sentido, en la primera fase del proyecto de investigación se desarrolló un modelo matemático multidimensional y transitorio para captadores solares planos basado en elementos finitos [49], suficientemente flexible para predecir el comportamiento de las diferentes configuraciones: captadores de tubos paralelos, de serpentín o de placas paralelas, junto con otras posibilidades no usuales como el uso de fluidos absorbentes con placa superior semitransparente. El modelo se validó con los resultados experimentales de un captador comercial solar plano de tubos paralelos. Y se estudió la influencia de una posible no uniformidad del flujo, un factor que no es posible tener en cuenta con modelos clásicos.

Según el modelo clásico de Hottel-Whillier [70], los flujos de calor que intervienen en el proceso son: ganancia solar, flujo de calor entre placa y cubierta, flujo de calor entre cubierta y ambiente, conducción a través del aislamiento posterior y lateral, y transferencia al fluido que circula por los tubos (energía útil). Una representación de los mecanismos se puede ver en la Figura 3-1, [77].

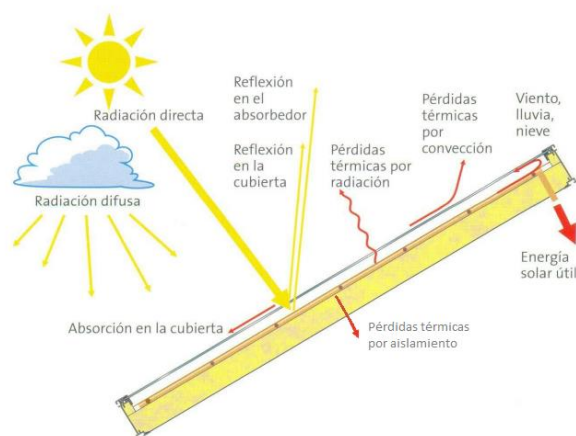


Figura 3-1. Mecanismos de transferencia en un captador solar térmico plano.

El comportamiento del captador solar térmico puede describirse a través de la siguiente ecuación general del rendimiento térmico (η), el cual representa la relación entre la energía útil y la energía incidente. Consiste en una aproximación al modelo físico en el cual se pueden determinar los parámetros a_0 , a_1 y a_2 en función de características físicas y constructivas de los mismos. Estos coeficientes se obtienen mediante ensayos de laboratorio con métodos normalizados para asegurar que los resultados entre captadores solares sean comparables.

$$\eta = a_0 - a_1 \cdot \left(\frac{T_f - T_a}{I_t} \right) - a_2 \cdot I_t \cdot \left(\frac{T_f - T_a}{I_t} \right)^2$$

Entre los procedimientos existentes hay ciertas diferencias a tener en cuenta. Según la norma europea EN 12975 [78], la curva de rendimiento se define en función de la temperatura media del fluido (T_{fm}), en lugar de definirse en función de la temperatura de entrada como ocurre con el procedimiento de ensayo según ASHRAE, que es más común en USA.

$$\eta = a_0' - a_1' \cdot \frac{T_{fm} - T_a}{I_t} - a_2' \cdot I_t \cdot \left(\frac{T_{fm} - T_a}{I_t} \right)^2 \quad \text{Según EN12975 [78]}$$

En esta expresión, el coeficiente a_0' representa el rendimiento del captador cuando la temperatura media del fluido coincide con la temperatura ambiente, y es denominado habitualmente como rendimiento óptico del captador solar. Y los coeficientes a_1' y a_2' describen las pérdidas térmicas del captador.

El componente seleccionado en TRNSYS para las simulaciones es el **TYPE1: Flat-pate collector (quadratic efficiency)**, el cual integra el método de la curva de rendimiento. Teniendo en cuenta la diferencia entre procedimientos de ensayo, este componente TRNSYS ofrece la versatilidad de indicar si la curva de eficiencia de la que se dispone está en base a la temperatura de entrada del fluido (procedimiento ASHRAE) o en función de la temperatura

media (procedimiento de la normativa europea). Es también de vital importancia tener en cuenta si los parámetros del ensayo se proporcionan en base al área total del captador, o bien al área de apertura o de absorción (Figura 3-2, [77], [79]).

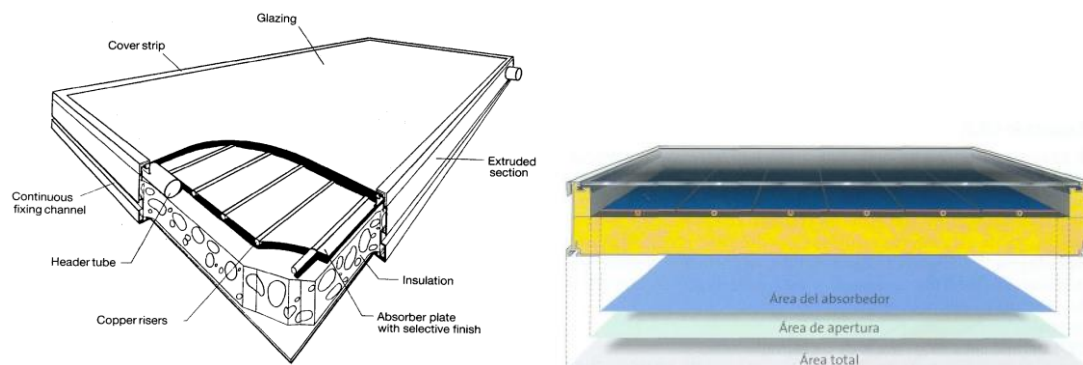


Figura 3-2. Captador solar térmico plano. Especificación de componentes (izq), Especificación de las diferentes áreas definidas en un captador (drcha).

El componente TRNSYS integra los coeficientes de corrección en función del diferente caudal másico respecto al caudal para el que se obtiene la curva de rendimiento especificada y la corrección al conectar varios captadores en serie o paralelo. Por último ofrece diferentes métodos para la corrección en función del ángulo de incidencia de la radiación solar.

El componente Type 1 no es el único componente en TRNSYS para describir captadores solares, pero si el más adecuado para el caso aquí tratado. Type 45 permite modelar captadores solares con acumulación integrada. Type 71 es un componente más adecuado para captadores solares de tubos de vacío. Type 72 permite describir la eficiencia del captador a través de unas tablas en función de la diferente combinación de parámetros: radiación, temperaturas, etc. Type 73 es un modelo que implementa también el modelo de Hottel-Whillier como el Type 1, pero en lugar de a través de la curva de rendimiento, lo hace a través de la inclusión de los parámetros de diseño del mismo, implementando el modelo físico completo. Por último, el type 74 es un componente particularizado para captadores parabólicos de concentración.

El captador de base utilizado en las simulaciones tiene los siguientes coeficientes de comportamiento: $a_0 = 0.75$, $a_1 = 3 \text{ W/m}^2/\text{K}$, $a_2 = 0.015 \text{ W/m}^2/\text{K}^2$, $b_0 = 0.2$ en base al modelado descrito.

Para el estudio de sensibilidad con el tipo de captador, se utilizan otros parámetros de comportamiento (Figura 3-3, Tabla 3-2) a continuación detallados y que se han ordenado de mejor a peor comportamiento. El **caso base** corresponde al **tipo 1**.

El área de captación total del caso base es de 30 m^2 . Se considera un caudal de 50 kg/h por cada m^2 de área de captación tanto en el circuito primario (captadores-intercambiador) como secundario (intercambiador-depósito caliente). El fluido considerado en todos los circuitos del sistema es agua.

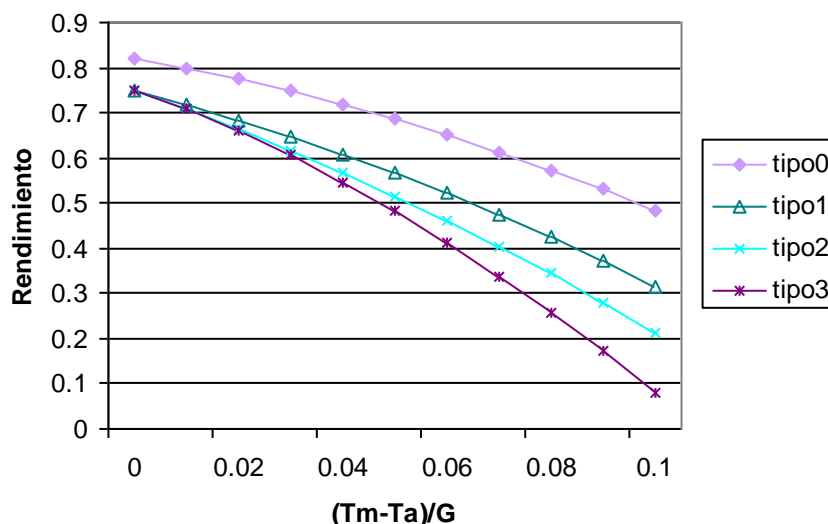


Figura 3-3. Curvas de comportamiento de los captadores utilizados

	tipo0	tipo1	tipo2	tipo3
ao (-)	0.82	0.75	0.75	0.75
a1 (W/m ² /K)	2	3	4	4
a2 (W/m ² /K ²)	0.015	0.015	0.015	0.03

Tabla 3-2: Coeficientes de las curvas comportamiento de los captadores utilizados

3.2.2. Máquinas de absorción

Hay dos tipos de modelos. Modelos físicos obtenidos a partir de los parámetros constructivos y la descripción física de los procesos termodinámicos que tienen lugar. Y modelos empíricos que no entran en detalles constructivos ni de diseño, y que consisten en una serie de expresiones que describen el comportamiento del equipo en función de parámetros externos. En este sentido, uno de los modelos empíricos más extendidos es el de la ecuación característica, donde los balances de cada foco se representan mediante una serie de coeficientes así como las temperaturas de los focos. Pero no es el único método como se describe en este apartado.

Los modelos físicos termodinámicos, con más o menos detalle, requieren de un conocimiento muy exhaustivo del ciclo de absorción, así como de los componentes que integran el equipo. Se necesita gran cantidad de información no disponible habitualmente de equipos comerciales [80]. Estos modelos son especialmente útiles en etapas de diseño [81]. En este ámbito, el modelo desarrollado para el equipo de absorción prototipo empleado en la instalación experimental, apartado 5, puede consultarse en [16].

Los modelos empíricos son modelos más simples y se pueden obtener mediante ensayos. Los ajustes de los datos de funcionamiento se pueden determinar mediante regresión. Varios autores han propuesto diferentes correlaciones. En [82] se exponen expresiones algebraicas

lineales para describir el comportamiento de una enfriadora de absorción agua/bromuro de litio junto a la correspondiente validación experimental. Aunque se basan en modelos termodinámicos, aportan una correlación en función de parámetros externos. Otros autores proponen expresiones similares para equipos concretos ([40], [16]).

Otro tipo de expresiones habituales son las del método de la ecuación característica. Consiste en obtener la dependencia de la capacidad frigorífica y COP térmico mediante expresiones algebraicas lineales en función de las temperaturas de los fluidos exteriores. Hellman et al. valida el método [82]. Y otros autores también proponen expresiones similares, ([85], [86], [16], [80]).

Así por ejemplo, las expresiones de los flujos de energía en cada foco se pueden representar en función de varios coeficientes (E, G y A) y de las temperaturas de los focos (evaporador: eva; generador: gen; disipación AC, bien de entrada: in o salida: out):

$$Q_{eva} = E_1 \cdot T_{eva_o} + E_2 \cdot T_{ac_o} + E_3 \cdot T_{gen_o} + E_4$$

$$Q_{gen} = G_1 \cdot T_{eva_o} + G_2 \cdot T_{ac_i} + G_3 \cdot T_{gen_i} + G_4$$

$$Q_{ac} = A_1 \cdot T_{eva_o} + A_2 \cdot T_{ac_i} + A_3 \cdot T_{gen_i} + G_4$$

Otro método equivalente consiste directamente en proporcionar las tablas o gráficas de potencia frigorífica disponible del equipo (Q_e) y COP térmico en función de las temperaturas de los focos. A continuación se muestra un ejemplo para una temperatura de condensación $T_{cool,i}$ 29,5 °C en función de la temperatura de producción de agua fría ($T_{ch,o}$) para varias temperaturas de entrada al generador (desde 75 °C hasta 95 °C). Este es el tipo de información que los fabricantes suelen aportar de sus equipos (Figura 3-4, Figura 3-5)

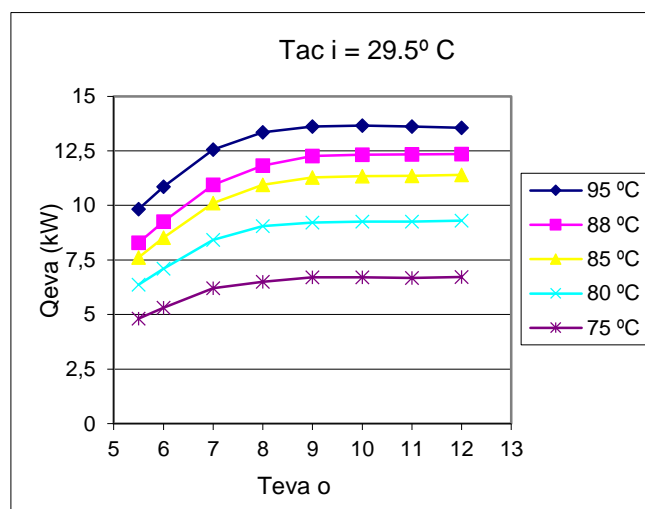


Figura 3-4. Potencia frigorífica Q_{eva} en función de la temperatura de producción de agua fría para varias temperaturas de entrada de agua al generador. Temperatura de entrada a la disipación: 29,5 °C

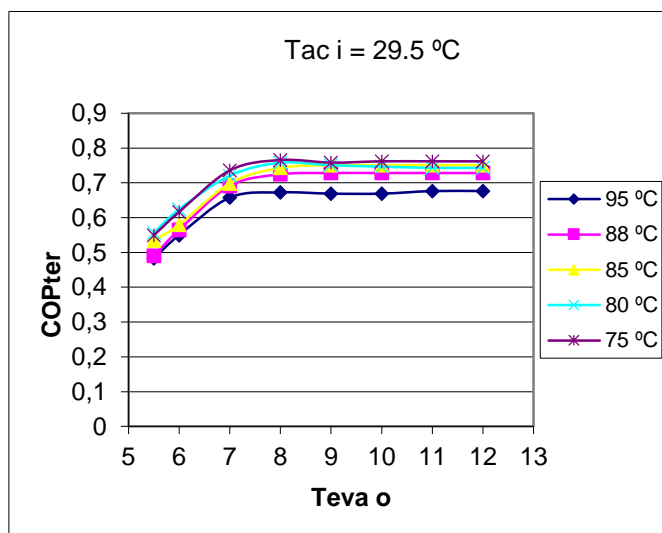


Figura 3-5. COPter en función de la temperatura de producción de agua fría para varias temperaturas de entrada de agua al generador. Temperatura de entrada a la disipación: 29.5 °C

Una vez conocido el comportamiento en base a las condiciones de funcionamiento es posible aplicar las ecuaciones de balance de energía implicados en el equipo (Figura 3-6).

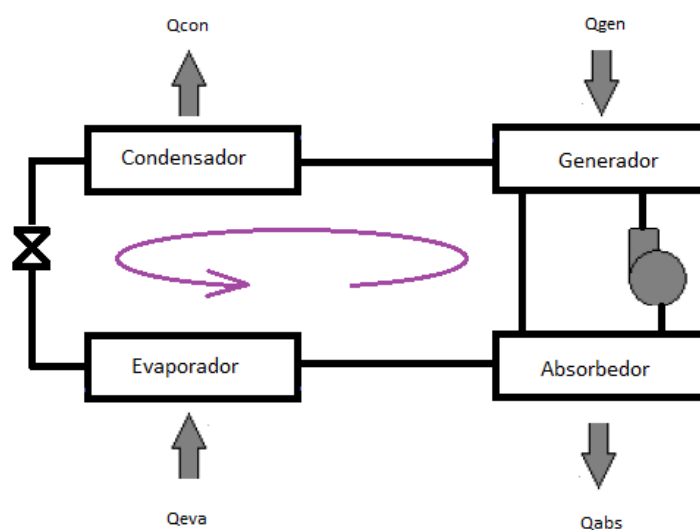


Figura 3-6. Esquema de una máquina de absorción de simple efecto. Flujos de energía implicados.

En una enfriadora de absorción, los balances de energía se describen a continuación.

$$Q_{gen} + Q_{eva} - Q_{con} - Q_{abs} = 0$$

El calor disipado en el condensador y el absorbedor se tratan indistintamente:

$$Q_{gen} + Q_{eva} - Q_{ac} = 0$$

Cada uno de los flujos de calor se puede expresar como el producto del flujo másico de fluido exterior con el que se produce el intercambio por el calor específico y el salto térmico que experimenta.

$$Q_{eva} = \dot{m}_{eva} \cdot C_{p_{eva}} \cdot (T_{eva_i} - T_{eva_o})$$

$$Q_{gen} = \dot{m}_{gen} \cdot C_{p_{gen}} \cdot (T_{gen_i} - T_{gen_o})$$

$$Q_{ac} = \dot{m}_{ac} \cdot C_{p_{ac}} \cdot (T_{ac_o} - T_{ac_i})$$

En los modelos empíricos es muy importante que el rango de datos disponibles abarque todo el rango de condiciones de trabajo. En otro caso, los modelos creados no serán adecuados. Esto se demuestra en [80], mediante la obtención de modelos para dos enfriadoras de absorción de pequeña potencia con disparidad en cuanto a los datos de partida.

Aunque el modelo de la ecuación característica puede ser interesante, el componente disponible en TRNSYS 16 para describir el comportamiento de equipos de absorción de simple efecto con alimentación de agua caliente al generador es el Type 107 (modelo inicialmente desarrollado por la librería TESS [84], Type 680). Esto hace que se opte por utilizar el método de las curvas de potencia frigorífica disponible y COP térmico en función de las temperaturas de los focos. Estos datos se introducen en forma de tabla, no siendo necesario obtener una regresión matemática a partir de los datos. El componente de TRNSYS internamente interpola entre los valores introducidos.

Concretamente se han considerado los parámetros de funcionamiento de la máquina Yazaki SC30 [83] escalando sus flujos másicos para dar una potencia frigorífica nominal de 10 kW. La disipación se produce en este caso mediante torre de refrigeración. Se utiliza este equipo por la buena disponibilidad de las curvas de funcionamiento, en ocasiones difíciles de conseguir para otros equipos disponibles en el mercado. Para una temperatura de condensación de 29.5 °C se han presentado previamente las figuras de potencia frigorífica (Figura 3-4) y COP térmico (Figura 3-5) para varias consignas de agua fría y temperatura de entrada al generador.

Cuando se plantearon las simulaciones de comparación de configuraciones no se disponía del modelo matemático empírico del equipo utilizado en la planta prototipo de la parte experimental de la presente Tesis, el cual fue recogido posteriormente en [16]. Este fue un desarrollo paralelo al de las simulaciones.

El componente de TRNSYS tiene como entradas el archivo de datos de funcionamiento (tabla con potencia frigorífica y COP térmico en función de las condiciones de funcionamiento), así como las temperaturas y flujos másicos de entrada a cada uno de los tres focos, y la temperatura de consigna para el agua fría producida. Una vez que el control de la enfriadora indica que está activa, determina la fracción de carga con la que opera determinando la energía necesaria para

conseguir la temperatura de consigna de agua fría requerida. Para ello el componente accede a través de una rutina al archivo de datos del equipo. Esta rutina devuelve la fracción de energía de entrada al generador en relación a la requerida en las condiciones de funcionamiento, y por tanto también la temperatura de salida del agua de alimentación al generador. Por otro lado, la capacidad de refrigeración real es la mínima entre la requerida para alcanzar las condiciones de consigna y la que el equipo puede aportar en las condiciones de funcionamiento. Su valor permite calcular la temperatura de salida del agua fría, que coincidirá con la consigna siempre y cuando el equipo tenga suficiente capacidad. Y por último, la suma de la energía aportada en el generador y la evacuada en el evaporador constituyen la energía a disipar y por tanto permite el cálculo de las condiciones de salida del agua en este foco.

3.2.3. Depósitos de acumulación

Son varios los componentes de TRNSYS que permiten simular depósitos de almacenamiento térmico. Entre ellos destacan los componentes Type 4 y Type 60 [87]. Permiten modelar depósitos estratificados con una serie de nodos todos de igual tamaño. Pueden incluir apoyos eléctricos internos, incluso un intercambiador de calor interno en el caso de Type 60. Otro tipo de modelo es el Type 38, en el que la estratificación se modela de una forma diferente a los anteriores. Los nodos son de tamaño variable dependiendo del tiempo de simulación y los flujos de energía a los que se ve sometido. Como ventajas respecto a los anteriores destaca que es posible modelar la estratificación con pequeños nodos en la zona de más gradiente sin necesidad de utilizar tiempos de simulación pequeños. Es más apropiado para depósitos con un grado elevado de estratificación. Pero la desventaja principal es que únicamente es posible utilizar un elemento de este tipo por archivo de simulación. Esto hace imposible su uso en las simulaciones, donde es necesaria la simulación con dos depósitos, uno de agua caliente y otro de agua fría. Otro componente sería el Type 39 referido a depósitos de volumen variable. Pero no es el caso aquí.

Para las simulaciones se utiliza por tanto el componente TRNSYS, Type 60. Alternativamente podría haberse utilizado también Type 4, con iguales características para el caso concreto de aplicación aquí.

Como descripción general, el componente modela un depósito de almacenamiento de fluido estratificado (multi-nodo). Asume que el depósito consiste en una serie de segmentos o nodos completamente mezclados, Figura 3-7, hasta un total de 100 segmentos ($N=100$). Permite especificar nodos de igual o diferente tamaño, incluir uno o varios calentadores internos eléctricos, o calentador auxiliar de gas; especificar las bandas de control para los termostatos de dichos elementos de apoyo auxiliares (no existentes aquí); incluir coeficientes de pérdidas incrementales así como describir depósitos con diferentes geometrías (circulares, no circulares, horizontales, verticales, etc). Consta de dos entradas y dos salidas, las cuales se especifican con

la altura a la que se encuentran. El modelo permite también seleccionar que las entradas sean fijas o variables.

En el caso concreto aquí tratado, tanto el depósito de acumulación de agua caliente como el de agua fría, han sido modelados con un total de 5 nodos de temperatura. Ninguno incluye elementos calefactores auxiliares, y las alturas de las entradas y salidas son conocidas y especificadas. El coeficiente de pérdidas térmicas se considera constante en todo el depósito, y también la conductividad de la pared del mismo.

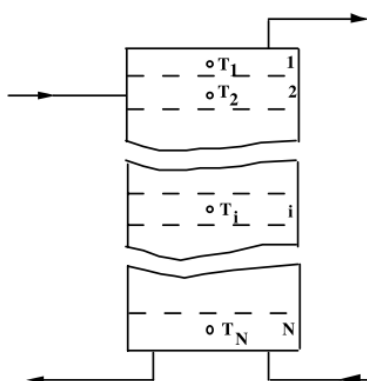


Figura 3-7. Representación de los nodos de división del depósito. Modelo TRNSYS type 60.

El componente ejecuta los cálculos en intervalos de tiempo internos incluyendo bucles iterativos. En cada nodo se resuelven las ecuaciones de balance de masa y energía. Por una parte, el balance de masa hace que el sumatorio de flujos de entrada al nodo coincida con el sumatorio de flujos máscicos de salida, considerando los flujos máscicos hacia los nodos adyacentes así como la existencia o no de conexiones de entradas/salidas exteriores.

El balance de energía y por tanto la evolución de la temperatura del fluido existente en cada nodo tiene en cuenta el intercambio de energía entre nodos debido al flujo máscico de entrada y salida al mismo, así como la transferencia térmica conductiva entre nodos, las pérdidas al ambiente a través de la envolvente y la energía aportada por elementos de calentamiento auxiliares en caso de existir.

Las características específicas utilizadas para el modelado de ambos depósitos se presentan a continuación.

Depósito acumulador de agua caliente

Se supone una altura de 2.5 m. La entrada y salida desde el depósito al campo de captación se ha fijado a 2 m y Ø m respectivamente. La salida y entrada desde el depósito a la máquina de absorción así como al circuito de ACS y calefacción se produce a una altura de 2.5 y Ø m respectivamente. Este depósito se instala en el exterior. Se fija un coeficiente de pérdidas térmicas al ambiente para el depósito de valor $0.7 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Depósito acumulador de agua fría.

Se supone una altura de 2.5 m. La entrada y salida desde la máquina de absorción se ha fijado a 0.5 m y 2.5 m respectivamente. La entrada y salida hacia el elemento terminal (fancoil) se produce a una altura de 2.5 y 0 m respectivamente. Hay que recordar que este depósito actúa acumulando agua caliente en época de invierno, por lo que la conexión en este caso hacia el fancoil varía, tomando agua de la parte superior del depósito en lugar de tomarla de la parte inferior para alimentar al fancoil. Se fija un coeficiente de pérdidas térmicas al ambiente para el depósito de valor $0.7 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

3.2.4. Intercambiador

La transferencia de energía en un intercambiador Q_T se puede definir a partir del producto de la eficiencia y el calor máximo que se puede intercambiar Q_{\max} . Este valor máximo de transferencia depende del fluido de menor capacidad (el producto caudal másico \dot{m} y calor específico C_p) y de la máxima diferencia de temperaturas (las temperaturas de entrada al intercambiador procedentes de cada uno de los fluidos). Ver Figura 3-8, [87].

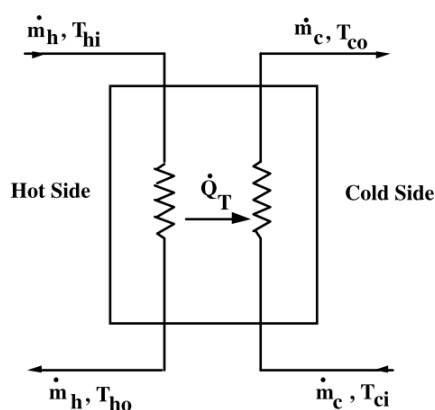


Figura 3-8. Representación de un intercambiador térmico. Modelo TRNSYS type 91. Fuente: [87]

La mínima capacidad térmica (C_{\min}) se determina por tanto entre la capacidad térmica del fluido caliente (C_h) y frío (C_c). Y en base a ella se calcula el máximo calor que es posible intercambiar.

$$Q_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{hi} - T_{ci}) = \min \left(\dot{m}_h \cdot C_{ph}, \dot{m}_c \cdot C_{pc} \right) \cdot (T_{hi} - T_{ci})$$

$$Q_T = \varepsilon \cdot Q_{\min}$$

La efectividad depende del tipo de intercambiador, así como del coeficiente y el área de transferencia.

En TRNSYS 16 hay dos componentes que permiten modelar un intercambiador de calor. En ambos, dadas las condiciones de entrada a ambos lados del intercambiador (fluido, temperatura

y caudal), el componente calcula las condiciones de salida en función de la efectividad del intercambiador.

Type 5 es un componente que determina la efectividad en función de la configuración de intercambiador, las capacidades de los fluidos que intervienen, así como el coeficiente global de transferencia UA.

Se basa en que la eficiencia para cualquier geometría y tipo de intercambiador se puede describir a partir del número de unidades de transferencia NTU, la relación entre la capacidad mínima y máxima de los fluidos implicados, así como de la configuración concreta de intercambiador.

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}}$$

$$\varepsilon = f(NTU, C_r, \text{configuración})$$

Las fórmulas específicas para cada tipología de intercambiador están disponibles en [64].

Type 91 es el otro componente que permite modelar intercambiadores de calor sensible. La diferencia con el anterior radica en que la efectividad es un valor constante determinado como entrada del componente. Este es el componente considerado en las simulaciones, con una efectividad del 80 %.

Este componente es más adecuado para el caso que nos ocupa, ya que de lo contrario algunos de los análisis de sensibilidad aportarían resultados desvirtuados y poco realistas como se expone a continuación.

Uno de los factores estudiados en la comparación de configuraciones es la variación del área de captación. El caudal de primario y secundario varía, ya que su valor se calcula considerando 50 kg/h/m², caudal a ambos lados del intercambiador solar.

Para permitir un buen traspaso de energía de primario a secundario, lo lógico es dimensionar el intercambiador en función del resto del sistema para maximizar la energía transferida al circuito secundario. Concretamente en función de la energía disponible en primario solar (área de captación, y por tanto también relativo a los caudales a través del intercambiador). Un criterio adecuado consiste en dimensionar este componente para asegurar una eficiencia mínima de intercambio, en este caso del 80 %.

Si se hubiese considerado el componente Type 5, lo que ocurriría es que el intercambiador se quedaría pequeño en caso de áreas de captación elevadas, lo que supondría bajas eficiencias de

funcionamiento. Esto daría valores de cobertura solar menores de los que realmente se obtendrían con un dimensionado adecuado del intercambiador teniendo en cuenta el dimensionado del resto de componentes.

3.2.5. Tuberías

En las simulaciones se tiene en cuenta la variación de temperatura que experimenta el fluido a través de las tuberías debido a la transferencia de energía con el ambiente exterior.

El componente de TRNSYS utilizado es el Type 31 [87], el cual considera varios segmentos en la tubería. El flujo másico de cada uno de ellos es coincidente en cada paso de tiempo. Y se produce el avance de cada segmento en función del caudal que vehicula, el cual está también afectado por las pérdidas térmicas al ambiente exterior. Este modelo no considera mezcla entre segmentos ni conducción térmica entre ellos.

Para la elección del espesor de aislante utilizado en las simulaciones se recurre a la normativa vigente al respecto [51]. Para todas ellas el aislamiento es de conductividad 0.04 W/m/K.

Entre captación y acumulación (circuito primario) se considera un aislamiento de 50 mm de espesor y una longitud de 10 m. Se consideran ubicadas en el exterior de la vivienda. Su diámetro interior es de 20 mm, lo cual garantiza una velocidad del fluido menor de 2 m/s (concretamente de 1.8 m/s para el caso de tener un caudal primario de 50 kg/h/m² y 40 m² de superficie de captación).

Entre la máquina de absorción y el depósito de acumulación de agua caliente las temperaturas siguen siendo elevadas, al igual que entre captación y depósito, pero al estar en el interior de la vivienda se toma un valor de aislamiento ligeramente inferior (de 40mm) según lo dispuesto en la normativa. En este caso se supone una longitud de 2.5 m con una temperatura exterior de 22 °C. y un diámetro de 22 mm.

También se han tenido en cuenta las tuberías que transportan el agua hasta el elemento terminal, las cuales vienen de la máquina de absorción en el caso de demanda de refrigeración y del depósito caliente en el caso de demanda de calefacción. La temperatura exterior es de 22 °C, y la longitud total de 10 m con un espesor de aislamiento de 40 mm. El diámetro interior de dicha tubería es de 17 mm para obtener una velocidad de fluido inferior a 2 m/s teniendo en cuenta que el caudal que recorre dichas tuberías es de 1600 kg/h de agua (caudal del evaporador de la máquina de absorción y de alimentación al fancoil). Estas tuberías (en el caso de disponer también de un depósito de acumulación de frío) conectan el fancoil con dicho depósito en lugar de con la máquina de absorción en modo refrigeración. Y en este caso se prevé también la instalación de tuberías entre la máquina de absorción y el depósito frío de iguales características a las especificadas, pero con una longitud total de 2 m.

En cuanto a las tuberías que hacen circular el agua hacia el intercambiador de ACS se toma un espesor de aislamiento de 4 mm y una longitud de 10 m. El caudal en este circuito se ha calculado de manera que el flujo a ambos lados del intercambiador sea el mismo.

3.2.6. Unidad terminal: fancoil

En TRNSYS 16 hay dos componentes que permiten modelar la transferencia de energía en baterías de tubos y aletas para proporcionar refrigeración. Type 32 es un componente con un modelo simplificado mientras que Type 52 tiene un modelo detallado. El primero calcula la transferencia térmica y por tanto las condiciones de salida del aire enfriado a partir del número de filas de la batería y de unos ratios de transferencia que dependen de las condiciones de funcionamiento y de resultados empíricos para la caracterización del intercambio. El modelo detallado, Type 52, necesita todos los parámetros de funcionamiento del intercambiador, número de filas, número de tubos por fila, características geométricas de las aletas y de los tubos, etc.

Ambos requieren información relativa a la construcción de la batería, y no permiten de manera sencilla adaptarse a información tabulada proporcionada por fabricantes de estos equipos. Es por ello que se opta por un modelado específico en TRNSYS, mediante el uso del componente que permite especificar ecuaciones de comportamiento.

En este sentido, el modelo implementado (en modo refrigeración) se ha realizado mediante el cálculo de un factor de calor sensible (FCS), que permite tener en cuenta la relación entre potencia sensible y total que combate el equipo. Igualmente se tiene en cuenta la máxima demanda que es capaz de combatir el sistema según las condiciones de funcionamiento. En el caso del modelado para calefacción la única diferencia es que no hay que tener en cuenta la división entre calor sensible y latente en este modo de funcionamiento siendo sensible toda potencia suministrada.

Concretamente se considera un fancoil que permite combatir la demanda pico de refrigeración de la vivienda (Tabla 3-3) para una temperatura de entrada de agua de 13 °C, con un caudal de 1600 kg/h.

	Potencia pico (W)		
	Calefacción	Refrigeración total	Refrigeración sensible
Málaga	4707	10591	9022
Madrid	6692	9418	9418
San Sebastián	6531	6785	5790

Tabla 3-3. Demanda pico para vivienda tipo en cada climatología

Esta necesidad de que la unidad terminal permita combatir la demanda pico a 13 °C surge a la hora de plantear los sistemas con sistema auxiliar incluido en la instalación solar. En ellos la unidad terminal ha de estar diseñada para combatir la demanda pico (Tabla 3-3) para las condiciones más desfavorables de entrada del agua.

Esto se hace teniendo en cuenta que en algunos de los esquemas que incluyen sistema auxiliar es imprescindible una cierta distancia entre las consignas de producción de la máquina de absorción y del sistema auxiliar (configuración 3). Por tanto se fija una consigna de 7°C para el equipo de absorción y 13°C para el sistema auxiliar. Es por tanto necesario disponer de un fancoil que permita combatir la demanda pico en estas condiciones para evitar discomfort en la vivienda. Diseñarlo para estas condiciones es también favorable para el resto de configuraciones, ya que en este caso se podrá situar la consigna de la máquina de absorción a un valor más elevado con la previsible mejora del rendimiento en aquellas configuraciones que no requieran esta distancia entre consignas; también en las configuraciones sólo solares. Por último, en la configuración 4 es también necesario que coincida el caudal másico del evaporador de la máquina de absorción con el del fancoil y el sistema auxiliar (1600 kg/h).

Utilizando este mismo modelo de fancoil para todas las configuraciones se puede asegurar una comparación en igualdad de condiciones. En modo refrigeración se supone que el aire entra al fancoil a 25 °C y un 50 % de humedad, y a 20 °C en modo calefacción. Teniendo en cuenta los valores de potencias pico de refrigeración en las diferentes ciudades, las curvas de funcionamiento de los fancoil utilizados en Málaga, Madrid y San Sebastián se pueden consultar en las siguientes figuras (Figura 3-10 a Figura 3-15).

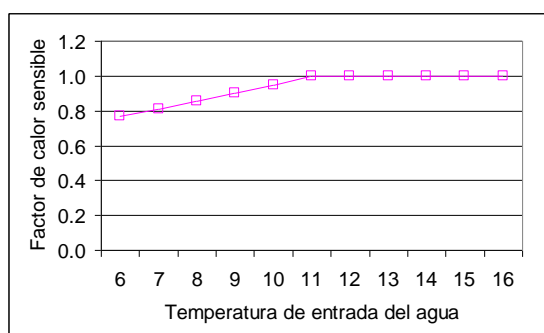


Figura 3-9. Factor de calor sensible de todos los fancoil utilizados en simulación.

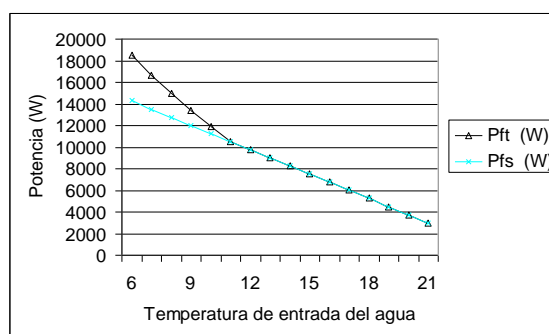


Figura 3-10. Potencia de refrigeración sensible y total (Pfs, Pft) en función de la temperatura de entrada de agua. Málaga

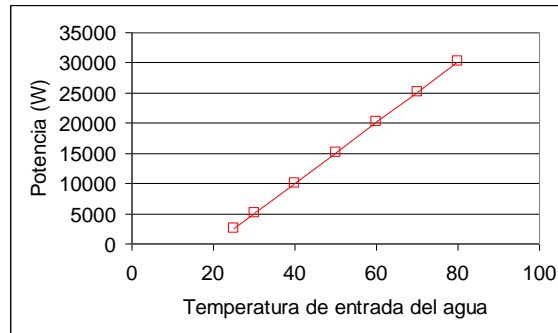


Figura 3-11. Potencia de calefacción en función de la temperatura de entrada del agua suponiendo la mínima velocidad del ventilador de aire. Málaga

Madrid

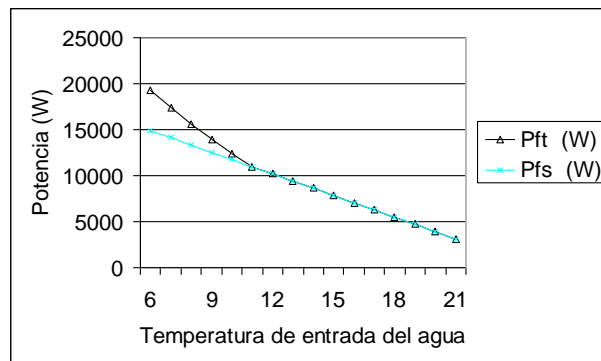


Figura 3-12. Potencia de refrigeración sensible y total (Pfs, Pft) en función de la temp. de entrada de agua. Madrid

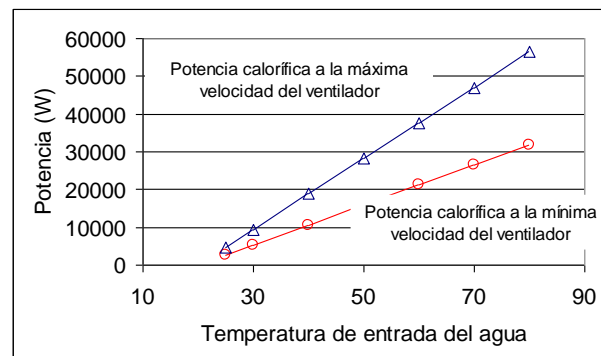


Figura 3-13. Potencia de calefacción en función de la temperatura de entrada del agua. Madrid

San Sebastián

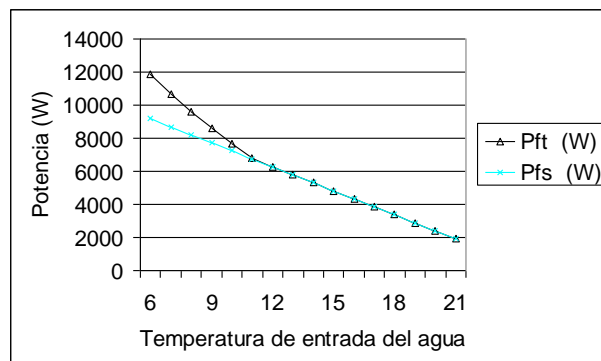


Figura 3-14. Potencia de refrigeración sensible y total (Pfs, Pft) en función de la temperatura de entrada de agua .San Sebastián

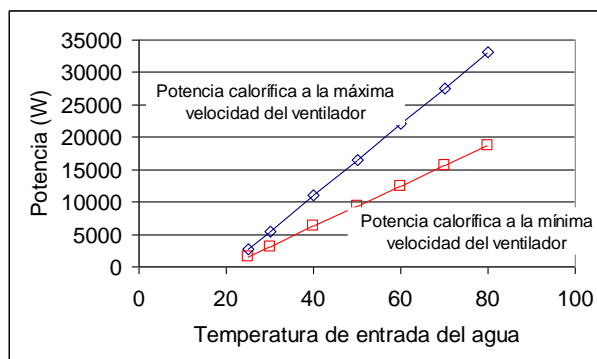


Figura 3-15. Potencia de calefacción en función de la temperatura de entrada del agua. San Sebastián

3.2.7. Sistema auxiliar: bomba de calor

Se dispone de las tablas de potencia frigorífica en función de las condiciones de consigna de agua fría de los catálogos de fabricantes. Se modela el componente de manera específica a partir de las correlaciones obtenidas de los datos de las tablas, al igual que se ha hecho para la unidad terminal previamente descrita.

La lógica de control y el dimensionado de la bomba de calor son diferentes en la configuración 3 respecto a la 4 y 6 debido a la diferente conexión en el esquema de la instalación. En la configuración 3 la conexión se realiza directamente al depósito frío. La bomba de calor se pone en marcha cuando la parte inferior del depósito frío (modo refrigeración) supera un determinado valor y funciona a plena carga produciendo agua a una u otra temperatura en función de las condiciones de entrada, hasta que la temperatura de la parte inferior del depósito descienda. Las curvas de la bomba de calor utilizada se representan en las siguientes figuras, y se obtienen de un equipo comercial. En las configuraciones 4 y 6 se produce una conexión directa a la unidad terminal, en paralelo al depósito frío o a la máquina de absorción respectivamente. Se considera que el sistema auxiliar funciona a carga parcial cuando se activa para igualarse a la demanda si ésta es inferior a la potencia disponible a plena carga. En este caso la bomba de calor tiene las mismas curvas pero escaladas permitiendo aportar la demanda pico del local en las condiciones de temperatura de consigna.

La potencia disponible aparece en el catálogo en función de la temperatura ambiente y de la temperatura del agua producida (Tabla 3-4). Pero esta última puede calcularse en la simulación en función de las condiciones de entrada y la potencia disponible (configuración 3). De manera que la resolución pasaría a ser iterativa. Esto supone una complejidad importante para la simulación por lo que se decide realizar un ajuste basado en la temperatura de entrada de agua en lugar de la de salida, para lo cual se calcula previamente.

Ajuste en refrigeración (Figura 3-16):

$$Q = 7.17388 - 0.081069 \cdot T_a + 0.000338646 \cdot T_a^2 + 0.259269 \cdot T_i + 0.000604735 \cdot T_i^2 - 0.00204308 \cdot T_i \cdot T_a$$

Siendo Q la potencia frigorífica (kW), T_a la temperatura ambiente ($^{\circ}\text{C}$), y T_i la temperatura del agua fría de entrada ($^{\circ}\text{C}$).

Modo refrigeración

Potencia frigorífica (kW)	Temperatura exterior ($^{\circ}\text{C}$)				
Temp. del agua fría producida ($^{\circ}\text{C}$)	29	32	36	40	45
5	7.20	6.90	6.60	6.20	5.80
6	7.50	7.10	6.80	6.50	6.00
7	7.70	7.40	7.00	6.70	6.20
8	8.00	7.60	7.20	6.90	6.30
12	9.00	8.60	8.20	7.80	7.30
16	10.10	9.70	9.20	8.80	
18	10.70	10.20	9.70	9.20	
20	11.20	10.70	10.20	9.70	

Tabla 3-4. Potencia frigorífica del fancoil en función del agua fría de salida (fijadas las condiciones de entrada de aire)

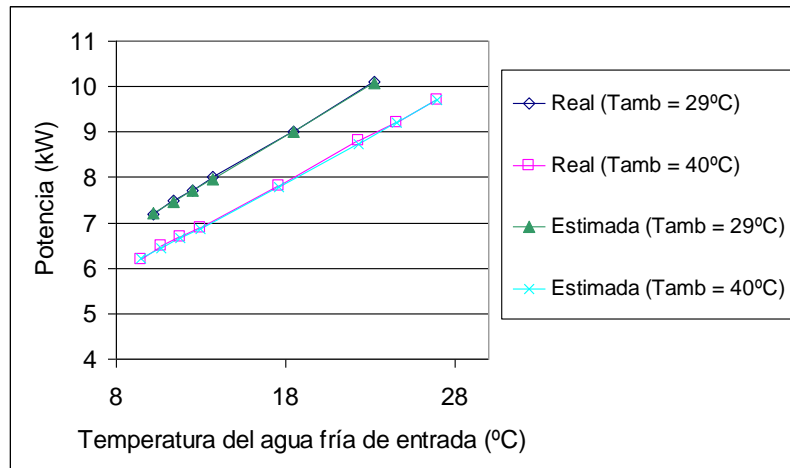


Figura 3-16. Evolución de la potencia enfriadora. Bomba de calor de menor potencia para configuración 3.

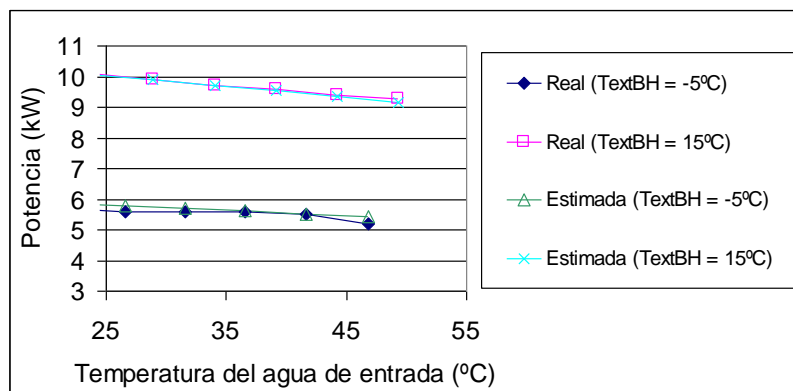


Figura 3-17. Evolución de la potencia de calefacción. Bomba de calor de menor potencia para configuración 3.

3.2.8. Demanda de climatización y ACS

Las simulaciones se llevan a cabo en diferentes localidades: Málaga, Madrid y San Sebastián. Los ficheros meteorológicos de cada ciudad pertenecen a la base de datos climáticos suministrados por Energy Plus ([65], [66]).

Se trata de una vivienda unifamiliar de 128 m² formada por dos plantas de 64 m² (Figura 3-18). La demanda de climatización ha sido analizada con el software Energy Plus.

Zona 1 (H1): planta inferior (formada por cocina, salón y oficina)

Zona 2 (H2): planta superior (formada por dormitorios)

Las dimensiones de cada zona son de 8 m x 8 m x 2.8 m. Todas las fachadas están expuestas al exterior. La orientación de sus fachadas es Sur, Este, Oeste y Norte.

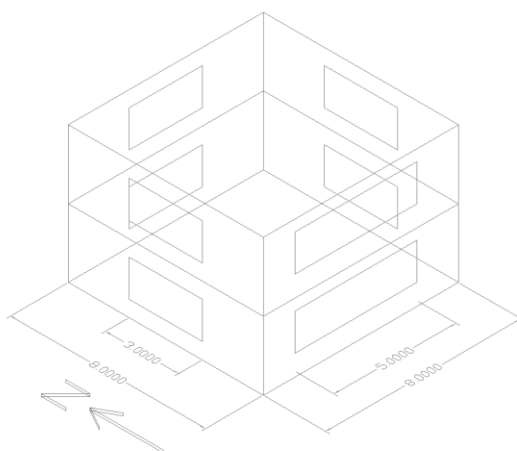


Figura 3-18. Esquema de la vivienda.

La composición de los muros exteriores así como la de los forjados (suelos y techos) se presenta en la Tabla 3-5 y Tabla 3-6 respectivamente.

Composición	Espesor [m]	K [W/m/K]	ρ [kg/m ³]	Cp [J/ kg K]	R [m ² K/W]
Mortero cemento	0.015	1.8	2100	1000	---
1/2 pie LP métrico 40mm<G<60mm	0.115	0.695	1140	1000	---
EPS Poliestireno Expandido	0.04	0.037	30	1000	---
Cámara de aire sin ventilar	0.02	---	---	---	0.17
Tabique de LH doble	0.07	0.375	930	1000	---
Enlucido de yeso 1000<d<1300	0.015	0.57	1150	1000	---

Tabla 3-5. Descripción de muros exteriores de la vivienda

Composición	Espesor [m]	K [W/m/K]	ρ [kg/m ³]	Cp [J/ kg K]	R [m ² K/W]
1/2 pie LM métrico 40mm<G<50mm (11,5cm)	0.115	1.042	2170	1000	---
Cámara de aire sin ventilar (5,0cm)	0.05	---	---	---	0.05
Tabique de LH doble (7,0cm)	0.07	0.375	930	1000	---
Enlucido de yeso 1000<d<1300 (1,5cm)	0.015	0.57	1150	1000	---

Tabla 3-6. Descripción de forjados de la vivienda

Para todos los materiales especificados se ha tomado una absorptividad térmica del 90 % y una absorptividad solar y visible del 65 %. El porcentaje de ventanas es de 23.4 %. Está compuesto por ventanas de 5 m x 1.5 m en la fachada Sur, y de 3 m x 1.5 m en el resto de fachadas, tanto en la planta superior como en la inferior. En cuanto a las ganancias internas se consideran 5 personas, 2000 W (20 W/m²) de iluminación y 1000 W (zona 1), 250 W (zona 2) de otros equipos. Se considera un total de renovaciones a la hora de valor unidad. Y una ventilación de 3 l/s por persona.

Fracción de personas en cada zona

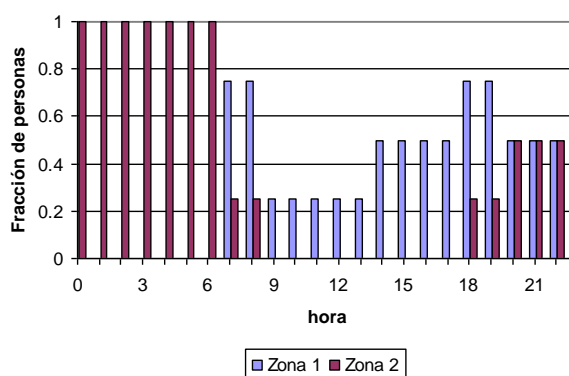


Figura 3-19. Perfil de ocupación de la vivienda

Fracción luminica y de equipos en cada zona

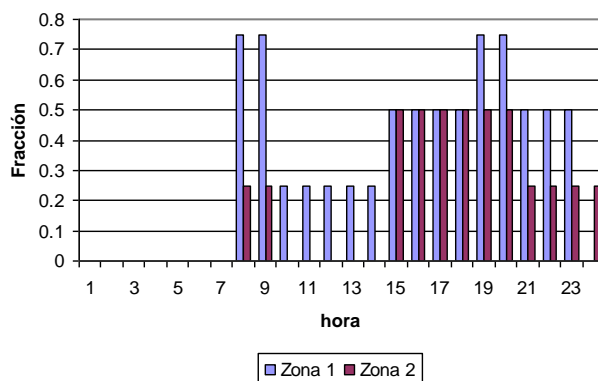


Figura 3-20. Perfil de iluminación y equipos

Los perfiles utilizados se pueden consultar en la Figura 3-19 - Figura 3-20. El valor para una determinada hora representa lo que ocurre desde dicha hora hasta la siguiente. De manera que el valor para la hora 0 representa el perfil para el intervalo de tiempo que va desde la hora 0 a la hora 1. Esto es aplicable al resto de gráficas

La demanda de climatización obtenida para cada vivienda con las hipótesis de partida se presenta en las siguientes figuras (Figura 3-21, Figura 3-22 y Figura 3-23). Para el caso concreto de Málaga se puede ver también el detalle de los días de máxima demanda en refrigeración y calefacción en (Figura 3-24, Figura 3-25) y la distribución mensual de la demanda (Figura 3-26). También se presenta la diferente disponibilidad solar entre localidades (Figura 3-27), así como el resumen de la demanda anual acumulada (Figura 3-28). El resumen de los datos de máxima carga punta, y demanda anual se pueden consultar en la Tabla 3-7.

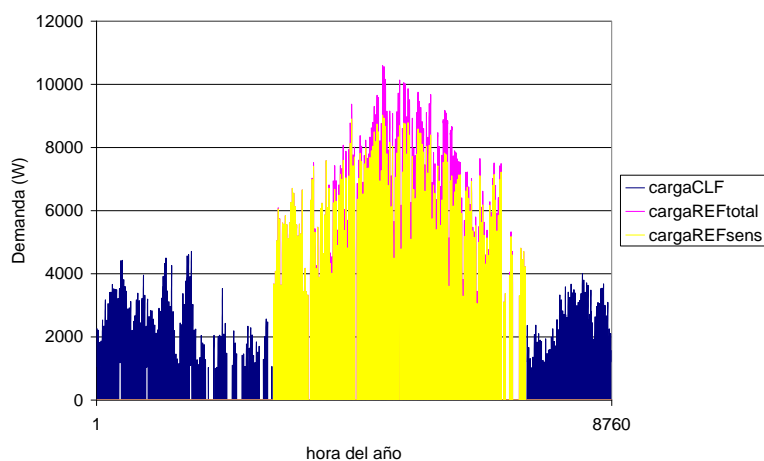


Figura 3-21. Demanda de climatización para Málaga

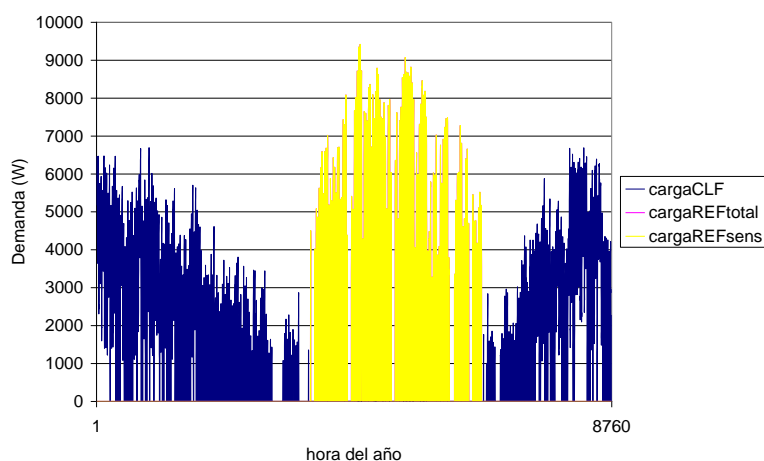


Figura 3-22. Demanda de climatización para Madrid

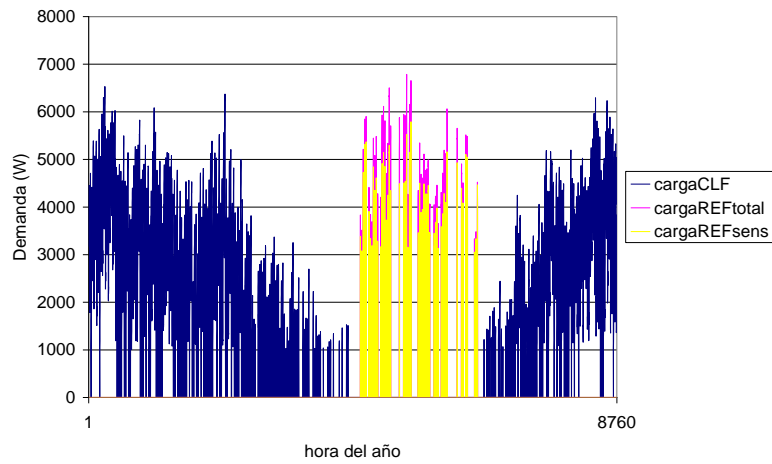


Figura 3-23. Demanda de climatización para San Sebastián

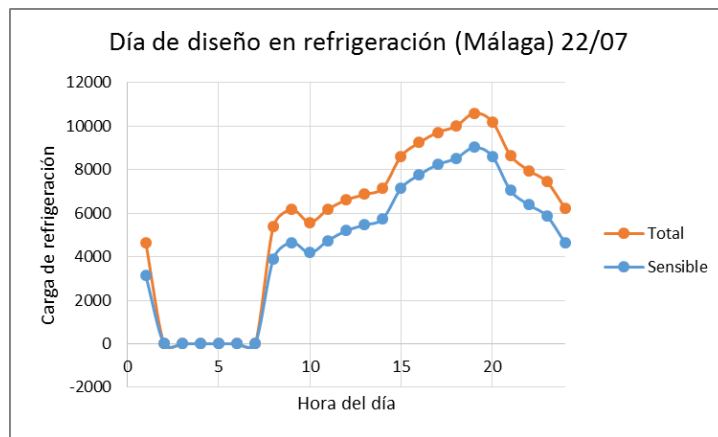


Figura 3-24. Carga punta en el día de diseño de verano. Málaga

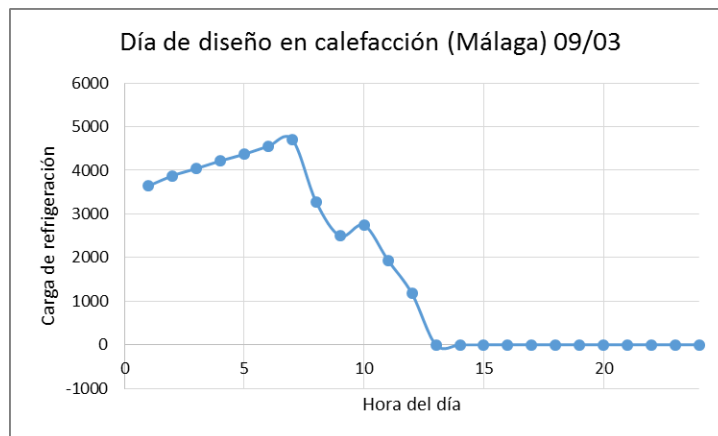


Figura 3-25. Carga punta en el día de diseño de verano. Málaga

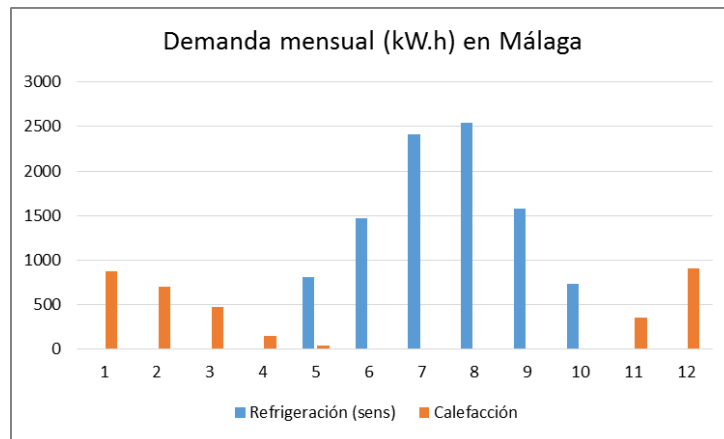


Figura 3-26. Demanda de climatización mensual. Málaga

Ciudad	Carga máxima pico y en función de la superficie de vivienda (kW - W/m²)			Demanda anual (kW.h/m²)	
	Ref. total	Ref. sensible	Calefacción	Ref. sensible	Calefacción
Málaga	10.5 – 82.7	9.0 – 70.5	4.7 – 36.7	74.4	27.6
Madrid	9.4 – 73.6	9.4 – 73.6	6.7 – 52.3	50.7	86.3
San Sebastián	6.8 – 53.5	5.8 – 45.0	6.5 – 51.0	8.6	97.5

Tabla 3-7. Resumen de cargas y demanda por ciudad

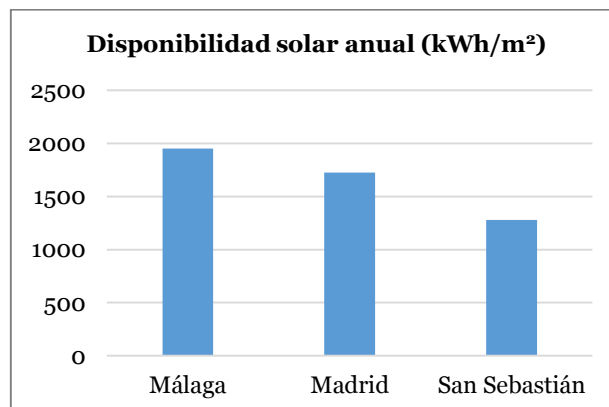


Figura 3-27. Disponibilidad de radiación solar en función de la ciudad y del área de captación para una inclinación de captadores de 30 ° y orientación sur.

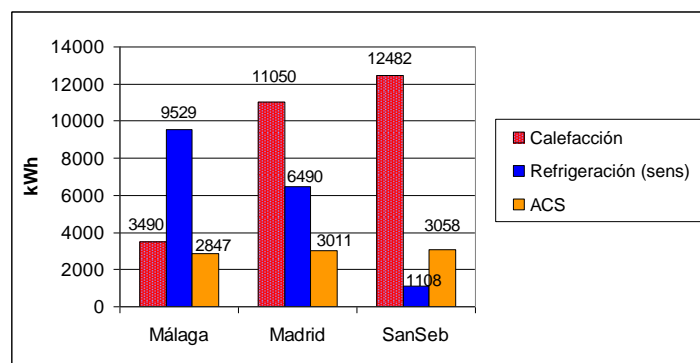


Figura 3-28. Demanda de climatización y ACS anual para cada ciudad

La demanda total incluyendo refrigeración, calefacción y ACS para las tres ciudades consideradas se puede ver en la Figura 3-28. El cálculo de la demanda de ACS se calcula a partir de la normativa vigente (CTE-HE4 [51]). Se supone una vivienda unifamiliar con 5 personas (consumo de 30 l por persona a una temperatura de referencia de 60 °C). Y se estima un perfil de consumo diario [88] y mensual [89] (Figura 3-29 y Figura 3-30 respectivamente). La temperatura de agua de red considerada en base mensual para cada localidad objeto de estudio es la que aparece en la norma UNE 94002:2005 [90], Tabla 3-8.

	ene	feb	mar	abr	may	jun	jul	ago	sep	oct	nov	dic
Málaga	12	12	13	14	16	18	20	20	19	16	14	12
Madrid	8	8	10	12	14	17	20	19	17	13	10	8
San Sebastián	9	9	10	11	12	14	16	16	15	14	11	9

Tabla 3-8. Temperaturas de agua de red para las ciudades consideradas

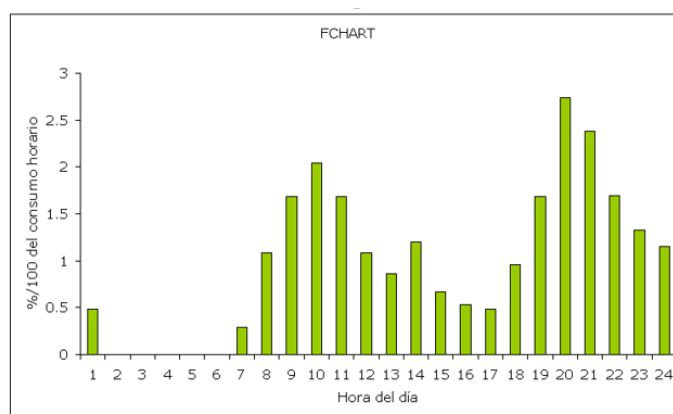


Figura 3-29. Perfil de consumo diario de ACS

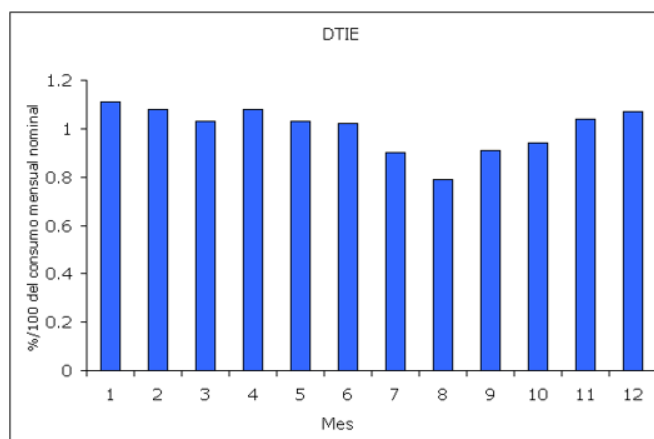


Figura 3-30. Perfil de consume mensual de ACS

Su simulación se realiza considerando una salida de agua del depósito caliente a un intercambiador de calor de ACS. Se utiliza también un equipo auxiliar en serie para los momentos en que la energía solar no sea suficiente para satisfacer la demanda, concretamente una caldera ideal y modulante, con una consigna de 45 °C. Es el único punto de la instalación en

el que se emplea una caldera por simplicidad, pero ha de tenerse en cuenta que en ningún momento se utiliza para abastecer la demanda de climatización.

4. Análisis de configuraciones

Este apartado resume los resultados de las más de 400 simulaciones realizadas. Se comparan las 5 configuraciones en modo calefacción y refrigeración *desde el punto de vista de la cobertura de demanda* con energía solar, analizando ventajas e inconvenientes de cada una de ellas. Esta comparación se aborda conjuntamente con la influencia que tiene el área de captación y el volumen de acumulación, ya que las ventajas de unas configuraciones respecto de otras dependen de manera importante de estos factores.

Se resume también la influencia que tienen otros parámetros en el comportamiento del sistema (ciudad, inclinación de captadores, tipo de captador, comportamiento de la máquina de absorción y temperaturas de consigna).

La información completa con todos los resultados de simulación de manera diferenciada para cada configuración se puede consultar en los anexos 1 al 5. En ellos se muestran esquemas de principio detallados con la nomenclatura de las variables que intervienen en la simulación (caudales, temperaturas y flujos de energía). Todas ellas se obtienen de las simulaciones en intervalos de tiempo de 10 minutos. Y se analizan a través de tablas y gráficos resumen con los balances mensuales y anuales, las condiciones medias de funcionamiento, la eficiencia de los subsistemas así como las horas de funcionamiento. La explicación detallada de la influencia de los diferentes factores se ha tratado en profundidad en el anexo 1 para la configuración 1. En los anexos 2 al 5 se describirán más brevemente los resultados, ya que muchos son extrapolables a los de la configuración 1. Los factores que afectan de manera diferenciada se exponen en detalle.

La comparación en este apartado se analiza en detalle para el caso de Málaga. Para Madrid se exponen también resultados al final de cada apartado, pero de manera menos detallada ya que muchos son extrapolables. El análisis en San Sebastián se descarta teniendo en cuenta que la baja demanda refrigeración hace poco adecuada la inversión inicial en este sistema.

4.1. Caso base de simulación

De cada configuración se define un caso base lo más similar entre configuraciones para permitir una comparación a igualdad de parámetros.

Las características específicas del **caso base** han sido expuestas en el apartado 4 (tipo de captador y máquina de absorción, características de los acumuladores y las tuberías, etc, así

como demanda de climatización y ACS). Algunos de los parámetros específicos se resumen a continuación:

- Área de captación de **30 m²** con una inclinación de **30 °**
- Volumen de acumulación total en relación al área de captación: **40 l/m²**

En las configuraciones con depósito frío este volumen total se divide en **10 l/m²** para el depósito caliente y **30 l/m²** para el frío (este último funciona almacenando agua caliente en invierno para evitar una caída elevada de la cobertura de calefacción con solar).

- Ciudad: **Málaga**

Todas las simulaciones y comparaciones presentadas están hechas para el caso base, a no ser que se especifiquen condiciones concretas.

4.2. Comparación de configuraciones en modo calefacción

La demanda de calefacción y ACS cubierta así como la energía auxiliar necesaria en cada caso se presenta en la Figura 4-1.

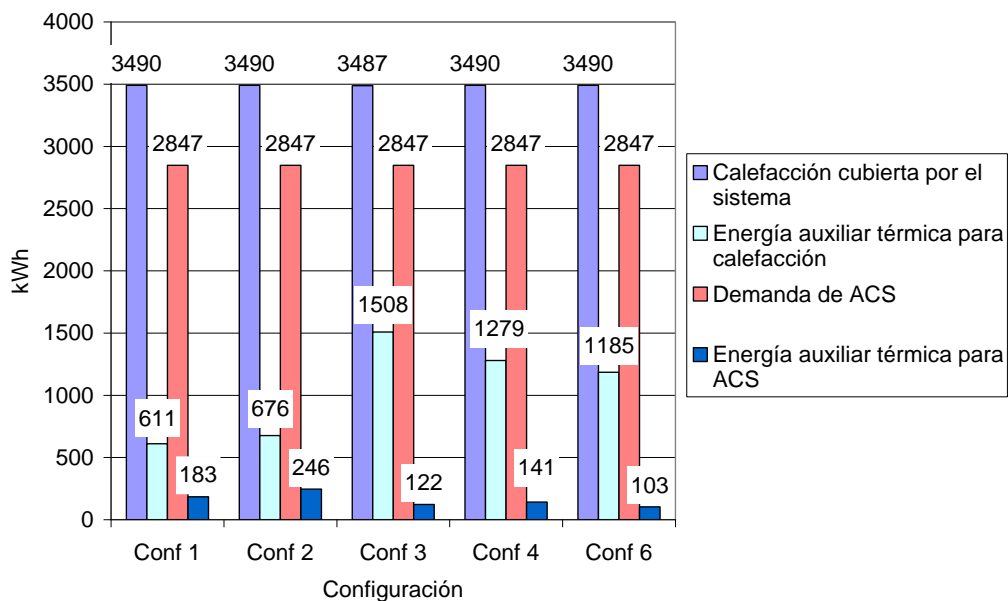


Figura 4-1. Balance anual en calefacción y ACS para un área de captación de 30 m². Comparación de configuraciones Málaga

Para una demanda anual térmica de 3490 kWh de calefacción (27.3 kWh/m² para la vivienda de 128 m²) y de 2847 kWh de ACS, la cobertura solar alcanzada oscila entre un máximo de 87.5 % en la configuración 1 y un mínimo de 74.3 % en la configuración 3 (con un área de captación de 30 m²), con una media de 80.9%.

La cantidad de energía auxiliar necesaria es mayor en sistemas que incluyen el sistema auxiliar, en especial en la configuración 3 con el equipo directamente acoplado al depósito de acumulación. Y las configuraciones con doble depósito también se comportan ligeramente peor que las que tienen el mismo volumen total en un único depósito de agua caliente. Esta tendencia se mantiene independientemente del área de captación, pero la diferencia entre configuraciones es ligeramente mayor para áreas de captación menores.

Aumentar el área de captación un 50 % o un 100 % partiendo de 20 m² supone un aumento medio de cobertura solar del 10 % y el 16 % respectivamente (partiendo de una cobertura media de 71 %). Cambiar de configuración implica una diferencia máxima entre el 13 % y el 14 % dependiendo del área de captadores. Véase Tabla 4-1.

		Conf1	Conf2	Conf3	Conf4	Conf6	Media
Cobertura de la demanda de calefacción con energía solar (%)	Ac 20 m ²	68,4 %	66,8 %	40,8 %	48,9 %	50,5 %	55,1 %
	Ac 30 m ²	82,5 %	80,6 %	56,8 %	63,4 %	66,0 %	69,9 %
	Ac 40 m ²	91,6 %	89,9 %	66,3 %	73,2 %	76,1 %	79,4 %
Cobertura de la demanda de ACS con energía solar (%)	Ac 20 m ²	89,8 %	85,2 %	91,5 %	90,1 %	94,2 %	90,2 %
	Ac 30 m ²	93,6 %	91,4 %	95,7 %	95,0 %	96,4 %	94,4 %
	Ac 40 m ²	95,5 %	94,2 %	97,5 %	97,0 %	97,5 %	96,3 %
Cobertura de la demanda de calefacción + ACS con energía solar (%)	Ac 20 m ²	78,0 %	75,1 %	63,6 %	67,4 %	70,1 %	70,8 %
	Ac 30 m ²	87,5 %	85,5 %	74,3 %	77,6 %	79,7 %	80,9 %
	Ac 40 m ²	93,4 %	91,8 %	80,3 %	83,9 %	85,7 %	87,0 %

Tabla 4-1. Cobertura solar por configuración para varias áreas de captación. Modo calefacción. Málaga

La comparación cuantitativa presentada se hace considerando que las configuraciones con dos depósitos utilizan ambos para almacenar agua caliente en modo calefacción. Aunque ambos depósitos se utilicen en modo invierno, a igualdad de volumen total de acumulación sigue siendo más conveniente un único depósito. Pero en este caso las diferencias son poco significativas. Utilizar la configuración 2 respecto a la 1 hace pasar de una cobertura total de calefacción y ACS del 87.5 % al 85.5 %; y de la 6 a la 4 desde 79.7 % a 77.6 %.

Si el depósito de acumulación de agua fría no cambia de uso en invierno (para almacenar agua caliente) se produce una pérdida de cobertura de calefacción muy significativa respecto a configuraciones con un único depósito de agua caliente (para igualdad de volumen total de acumulación en la instalación). La configuración 2 pasaría de una cobertura del 81 % a menos del 65 %; y la configuración 4 del 63 % a menos del 30 %. La caída sería menos brusca a mayor relación entre volumen de agua caliente almacenada y volumen total. Esto es también aplicable a la configuración 3, la cual además necesitaría modificar la instalación ya que el equipo auxiliar está conectado al depósito que no se utilizaría en invierno.

En definitiva, disponer de un único volumen total de acumulación (configuraciones 1 y 6) es más adecuado que disponer de este mismo volumen en dos depósitos (configuraciones 2, 3 y 4) en

cuanto a cobertura de calefacción y ACS con energía solar. Y para que la diferencia no sea elevada, es necesario utilizar ambos depósitos para almacenar agua caliente en este modo de funcionamiento. Pero esto implica añadir una bomba de circulación entre ambos así como incrementar la complejidad del circuito hidráulico, la lógica de control y su coste. Este esquema no permite funcionamiento en modo automático cambiando entre refrigeración y calefacción. Aunque no es un modo de funcionamiento habitual en viviendas, podría serlo en oficinas u otros locales y por tanto es un factor a tener en cuenta.

Entre las configuraciones sólo solar con apoyo en el local y las que incluyen el sistema de apoyo existe también una diferencia fundamental. En las primeras, el sistema auxiliar consiste en un equipo independiente a la instalación, el cual irá con su unidad terminal propia. De manera que no es necesario limitar tanto la temperatura de alimentación al fancoil del sistema solar, ya que aunque no permita combatir toda la demanda, podrá combatir parte de la misma. Y será el sistema auxiliar totalmente independiente el encargado de aportar el resto de energía necesaria, con su unidad terminal propia. El único límite para la temperatura de alimentación a la unidad terminal en este caso es ser mayor que la del aire del local con un cierto margen.

En cambio, en los sistemas que incluyen sistema auxiliar, únicamente hay una unidad terminal (fancoil). Por tanto la temperatura mínima de agua caliente acumulada para poder aprovechar su energía es la temperatura de agua que entrando al fancoil permite combatir la demanda pico de calefacción de la vivienda. Esta temperatura de consigna en los sistemas que incluyen sistema auxiliar se ha situado en 40 °C.

En definitiva, los sistemas sólo solares, que permiten aprovechar la energía siempre que esté unos grados por encima de la temperatura del local, tienen mayor cobertura de calefacción con energía solar. Pero también es cierto que esta diferencia podría limitarse con un control basado en la temperatura del local en lugar de la temperatura de agua de alimentación a la unidad terminal. Las configuraciones 4 y 6 podrían seguir aprovechando la energía solar si el depósito de acumulación está por debajo de 40 °C siempre que tenga la temperatura suficiente para cubrir la demanda concreta de cada instante, que es menor que la demanda pico en la mayoría de las ocasiones. Y los resultados de las configuraciones 4 y 6 se acercarían a los resultados de las configuraciones 2 y 1 respectivamente.

Esto no podría aplicarse a la configuración 3 ya que el sistema auxiliar está dentro del depósito y suele ser de menor potencia que la demanda pico. En este caso el depósito ha de mantenerse siempre con una temperatura de salida como mínimo del valor de consigna que permite dar cobertura a la demanda pico, 40 °C.

Otra posible mejora en las configuraciones con sistema auxiliar incluido sería el uso de fancoils de mayor tamaño que permitiesen abastecer la demanda pico con una menor temperatura de alimentación.

Respecto a las configuraciones 3, 4 y 6, siguiendo el anterior razonamiento, la que mayor cobertura solar proporciona es la configuración 6 al disponer de un único depósito caliente. Y entre las configuraciones 3 y 4, ambas con 2 depósitos, la que peor se comporta (con una diferencia importante) es la configuración 3. Esto se debe a que estamos introduciendo energía convencional en el segundo depósito caliente. La temperatura de los depósitos aumenta y disminuye así la eficiencia de la captación solar. Por otra parte, estamos introduciendo energía auxiliar a un depósito, por lo que parte se invierte en pérdidas térmicas al ambiente.

En la comparación realizada, el volumen de acumulación total es de 40 l/m^2 ($10 \text{ l/m}^2 + 30 \text{ l/m}^2$ en las configuraciones con dos depósitos). A continuación se comprueba que un aumento del volumen supone mejoras en la cobertura total de calefacción en todas las configuraciones, siendo algo más pronunciado en casos con áreas menores de captación (Figura 4-2 para 20 m^2 , Figura 4-3 para 30 m^2 y Figura 4-4 para 40 m^2). Por tanto las conclusiones de comparación de configuraciones antes expuestas se mantienen independientemente del volumen. La tendencia es además asintótica, de manera que a mayor volumen menos impacta el incremento del mismo.

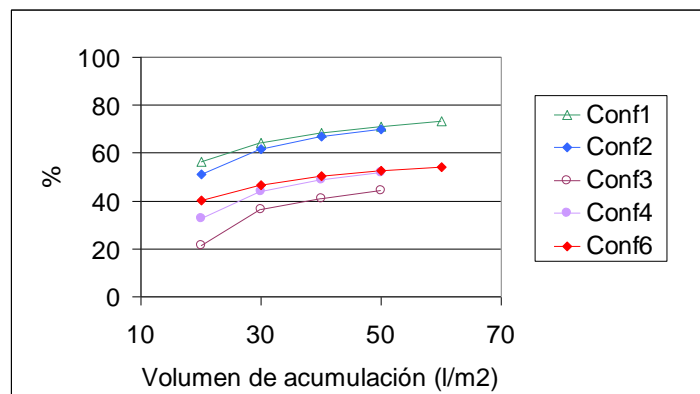


Figura 4-2. Porcentaje de cobertura de calefacción con energía solar en función del volumen de acumulación para un área de captación de 20 m^2 . Málaga

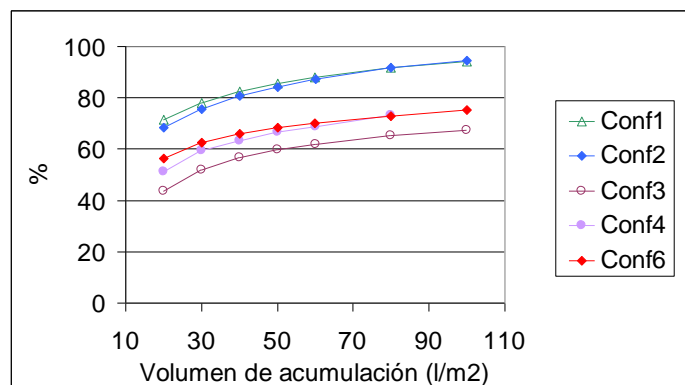


Figura 4-3. Porcentaje de calefacción cubierto con energía solar en función del volumen de acumulación para un área de captación de 30 m^2 . Málaga

Como se observa, la diferencia entre configuraciones equivalentes con dos y un depósito (configuración 2 respecto a configuración 1, y configuración 4 respecto a la 6) se hace prácticamente nula si el volumen total de acumulación es superior a 40 l/m².

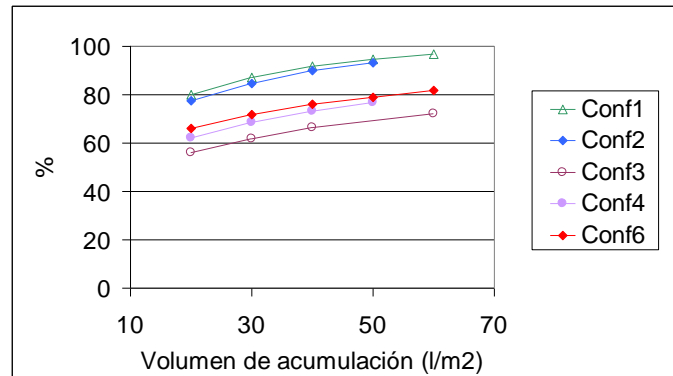


Figura 4-4. Porcentaje de cobertura de calefacción con energía solar en función del volumen de acumulación para un área de captación de 40 m². Málaga

En Madrid se observa una tendencia cualitativa igual a la obtenida en el caso de Málaga, de manera que pueden extrapolarse aquí las conclusiones de las tendencias. Pero el porcentaje de cobertura es significativamente menor porque la demanda de calefacción es aproximadamente 3 veces superior, a igualdad de dimensionado de los componentes del sistema en el caso base.

En la Figura 4-5 se presenta la comparación entre configuraciones. Como se observa en la Tabla 4-2, para una demanda anual térmica de 11050 kWh de calefacción (86.3 kWh/m²) y de 3011 kWh de ACS, la cobertura solar alcanzada oscila entre un máximo de 51.4% en la configuración 1 y 36.9 % en la configuración 3 (respecto al 87.5 % y 74.3 % que se obtuvo en Málaga).

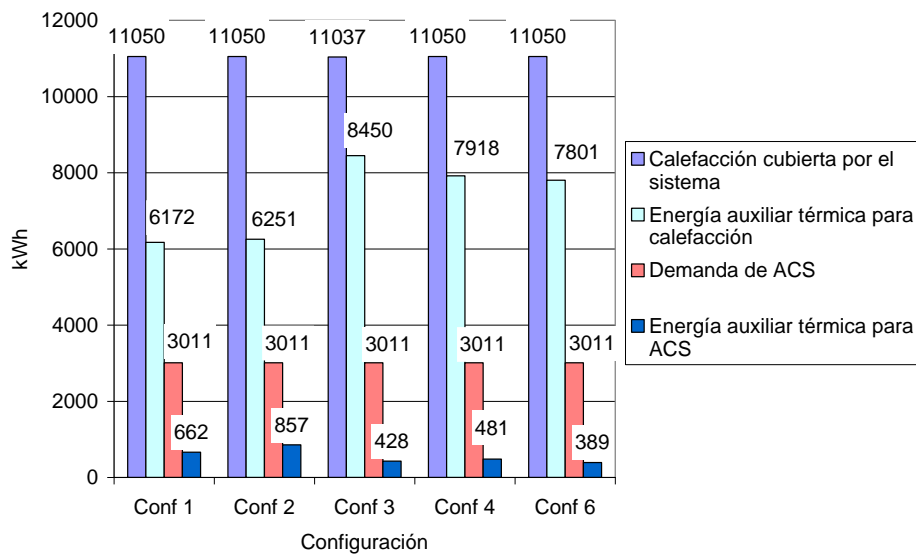


Figura 4-5. Balance anual en calefacción y ACS para un área de captación de 30 m². Comparación de configuraciones Madrid

Aumentar el área de captación de 30m² a 40m² supone un aumento medio de cobertura solar del 7 % (partiendo de una cobertura media de 44 %). Cambiar de configuración supone una diferencia máxima entre el 9 % y 10 % dependiendo del área de captadores. Ver Tabla 4-2.

		Conf1	Conf2	Conf3	Conf4	Conf6	Media
Cobertura de la demanda de calefacción con energía solar (%)	Ac 30 m ²	44,1 %	43,4 %	23,5 %	28,3 %	29,4 %	33,8 %
	Ac 40 m ²	53,4 %	52,5 %	31,2 %	36,2 %	37,6 %	42,2 %
Cobertura de la demanda de ACS con energía solar (%)	Ac 30 m ²	78,0 %	71,5 %	85,8 %	84,0 %	87,1 %	81,3 %
	Ac 40 m ²	80,8 %	75,7 %	89,0 %	87,4 %	88,9 %	84,4 %
Cobertura de la demanda de calefacción + ACS con energía solar (%)	Ac 30 m ²	51,4 %	49,4 %	36,9 %	40,3 %	41,8 %	43,9 %
	Ac 40 m ²	59,3 %	57,5 %	43,6 %	47,2 %	48,6 %	51,2 %

Tabla 4-2. Cobertura solar por configuración para varias áreas de captación. Modo calefacción. Madrid

Concretamente, la cobertura de calefacción de calefacción y ACS disminuye desde una media de 80.9% en el caso base de Málaga (Figura 4-1) a una media de 43.9% en el caso de Madrid (Tabla 4-2). En Málaga es por tanto 1.8 veces superior, cuando la relación entre disponibilidad solar y demanda total es de 2.4 veces superior.

Respecto al volumen de acumulación, las tendencias expuestas para el caso de Málaga son extrapolables (Figura 4-6) también, con la peculiaridad de que la demanda es mucho mayor para igual dimensionado de la instalación por lo que se parte de menores valores de cobertura

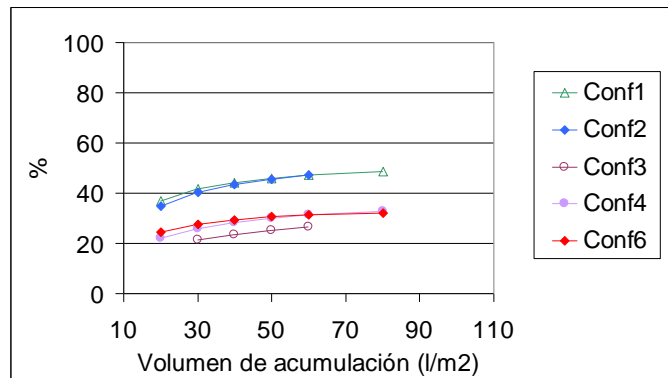


Figura 4-6. Porcentaje de cobertura de calefacción con energía solar en función del volumen de acumulación para un área de captación de 30 m². Madrid

4.3. Comparación de configuraciones en modo refrigeración

La demanda de refrigeración cubierta en cada caso base para las diferentes configuraciones así como la energía auxiliar térmica necesaria se presenta en la Figura 4-7.

Para una demanda anual térmica de 9529 kWh de refrigeración sensible (74.4 kWh/m² para la vivienda de 128 m²), la cobertura solar alcanzada en el caso base oscila entre un máximo de

61.5 % en la configuración 2 y un mínimo de 50.9 % en la configuración 6, con una media de 54.4 %. Ver datos del caso base de 30 m² de captación en Tabla 4-3.

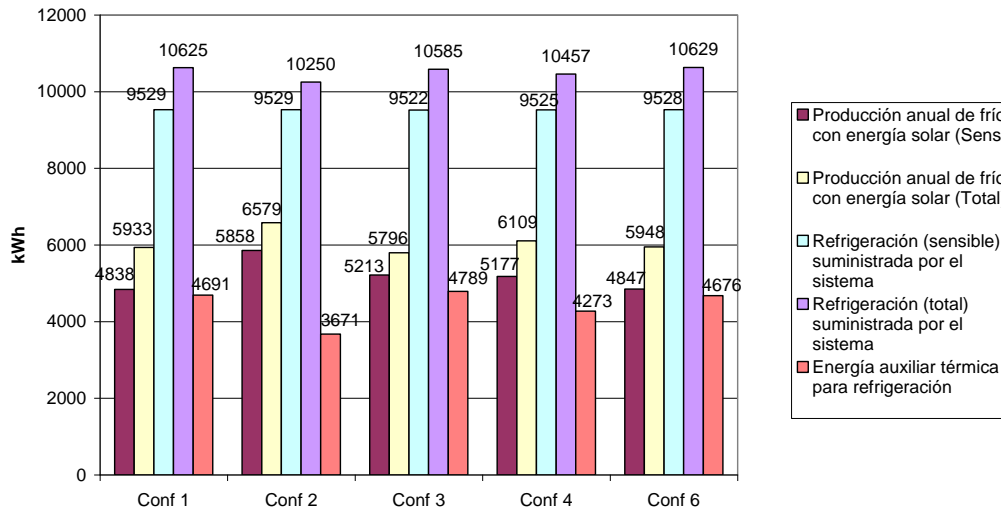


Figura 4-7. Balance energético anual en refrigeración (captación: 30 m²). Comparación entre configuraciones Málaga

		Conf1	Conf2	Conf3	Conf4	Conf6	Media
Cobertura de la demanda de refrigeración (sensible) con energía solar (%)	Ac 20 m ²	33,7 %	45,4 %	41,9 %	42,2 %	33,7 %	39,4 %
	Ac 30 m ²	50,8 %	61,5 %	54,7 %	54,3 %	50,9 %	54,4 %
	Ac 40 m ²	63,6 %	73,8 %	63,8 %	64,1 %	63,8 %	65,8 %
Cobertura de refrigeración (sens) con energía solar (kWh)	Ac 20 m ²	3206	4325	3989	4023	3209	
	Ac 30 m ²	4838	5858	5213	5177	4847	
	Ac 40 m ²	6065	7030	6082	6112	6082	
Cobertura de refrigeración (total) con energía solar (kWh)	Ac 20 m ²	3922	4454	4278	4432	3909	
	Ac 30 m ²	5933	6579	5796	6109	4847	
	Ac 40 m ²	7458	8054	5213	7276	6082	
Energía térmica auxiliar requerida (kWh)	Ac 20 m ²	6323	5205	5917	5424	6315	
	Ac 30 m ²	4691	3671	4789	4273	4676	
	Ac 40 m ²	3465	2499	3900	3365	3444	

Tabla 4-3. Cobertura solar por configuración para varias áreas de captación. Modo refrigeración. Málaga

La cantidad de energía auxiliar necesaria es mayor en sistemas que incluyen el equipo auxiliar, en especial en la configuración 3 con el apoyo directamente acoplado al depósito de acumulación. Y las configuraciones con depósito de acumulación de agua fría permiten mejores resultados a igualdad de volumen total de acumulación que las que únicamente disponen de acumulación de agua caliente.

Además hay que tener en cuenta que en la configuración 3 la energía es suministrada directamente al depósito por lo que el cálculo de la refrigeración con energía solar aportada

requiere consideraciones adicionales al resto de los casos definiendo un factor de calor sensible medio (ver apartado de simulación del caso base de la configuración 3, anexo 3)

Aumentar el área de captación un 50 % o un 100 % desde los 20 m² supone un aumento medio de cobertura solar del 15 % y el 26 % respectivamente (partiendo de una cobertura media de 39 %). Cambiar de configuración supone una diferencia máxima entre el 10 % y el 12 % dependiendo del área de captadores. Ver Tabla 4-3.

Para comprender claramente el diferente comportamiento entre configuraciones en función del área de captación y el volumen de acumulación se presentan a continuación las gráficas de energía auxiliar necesaria en cada caso (Figura 4-8 - Figura 4-13). Cada figura compara las configuraciones de dos en dos. En ellas, el volumen de acumulación representado es el volumen total. Pero en configuraciones con depósito de agua caliente y agua fría se analiza también la relación entre ambos volúmenes ya que tiene una influencia significativa en modo refrigeración, algo que no ocurría en modo calefacción. Para ello se indicará el volumen de acumulación de agua caliente “V_c” para cada caso, siendo el volumen de frío el restante para alcanzar el total “V_t”, que es el representado en el eje de abscisas en cada gráfica. En el caso de que no se especifique, el valor V_c es de 10 l/m².

Las consecuencias de aumentar la relación entre el volumen de agua caliente respecto al total son en general la disminución de las ventajas que implica añadir ambos depósitos. Pero ayuda a reducir el número de arranques y paradas de la máquina de absorción, algo que se hace más evidente y puede ser interesante en casos con un área de captación elevada. Para más detalle se puede consultar el análisis de sensibilidad concreto de cada configuración en los anexos.

En la Figura 4-8 se observa el mejor comportamiento de la **configuración 2 frente a la 1**, mucho más significativo para un volumen de acumulación total elevado. Esto es lógico teniendo en cuenta las ventajas inherentes a las configuraciones con depósito frío frente a las que no lo tienen; principalmente la reducción de pérdidas térmicas al ambiente en la acumulación. Incluso si aumentamos el volumen del depósito caliente respecto al total (configuración 2) para reducir los arranques y paradas de la máquina de absorción nos encontramos con un mejor comportamiento frente a la configuración 1. Esta mejora se reduce si aumenta el área de captación. Otra ventaja de la configuración 2 respecto a la 1 es el aumento de temperatura de evaporación en la máquina de absorción con la mejora del COP que supone. Aunque en este caso no influye significativamente porque las curvas de comportamiento de la máquina de absorción considerada mantienen un COP_{ter} relativamente constante para temperaturas de producción de agua superiores a 8 °C, puede suponer una influencia muy importante en otras enfriadoras con otras curvas de comportamiento. Por otra parte, la temperatura de alimentación al fancoil aumenta en la configuración 2 reduciendo así la potencia total combatida frente a la sensible por lo que a igualdad de energía útil solar es mayor la que se aprovecha en combatir demanda de refrigeración sensible, que es la que está siendo contabilizada en el porcentaje total de cobertura

de la demanda. Esta relación de refrigeración sensible frente a la total (de origen solar) también aumenta al aumentar el volumen de acumulación (Figura 4-9) o reducir el área de captación.

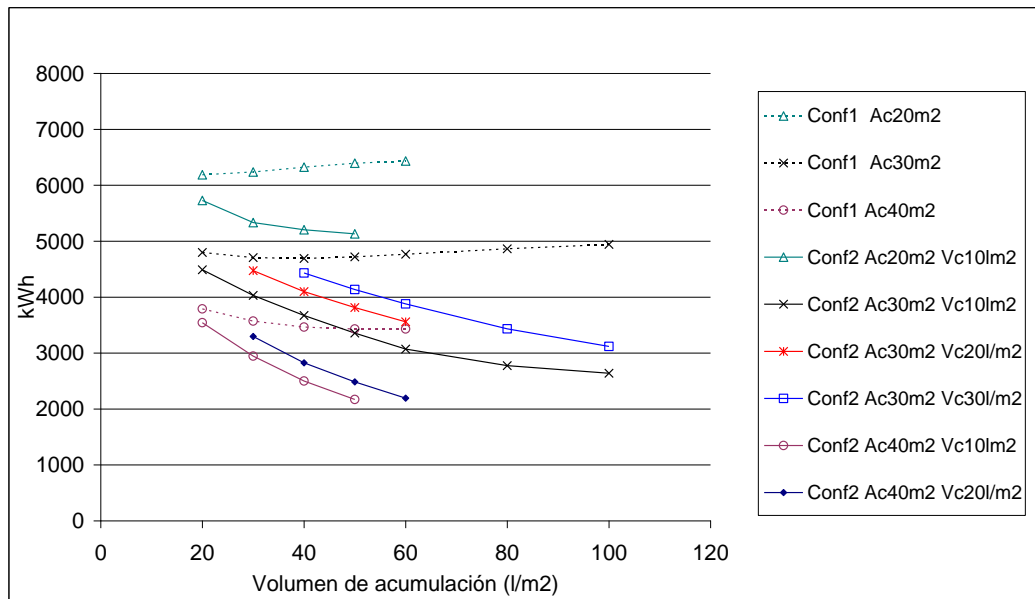


Figura 4-8. Energía auxiliar térmica (kWh) para refrigeración. Configuraciones 1 y 2

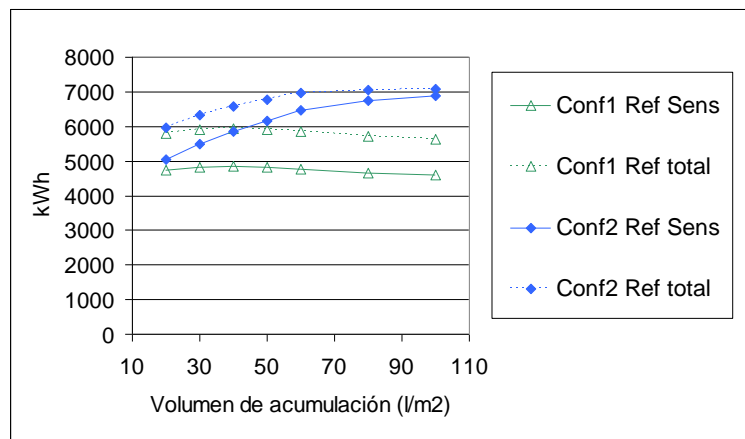


Figura 4-9. Cobertura (kWh) de refrigeración total y sensible con energía solar con 30m2 de área de captación. Comparación entre las configuraciones 1 y 2.

El comportamiento en refrigeración de las **configuraciones 1 y 6** es prácticamente coincidente.

En la Figura 4-10 se observa la conveniencia de utilizar la **configuración 4 frente a la 3**. Aún así, el uso de la configuración 3 podría justificarse en ciertos casos debido a una serie de ventajas específicas. Permite utilizar un sistema auxiliar de menor potencia y por tanto con un menor coste de inversión. Reduce el número de arranques y paradas del sistema auxiliar. Y por último asegura el volumen mínimo de agua en el lazo al que se conecta el sistema auxiliar, un requisito que aunque no se trata en la presente Tesis, ha de tenerse en cuenta.

Por otra parte, la temperatura de consigna del sistema auxiliar en la configuración 4 es de 13 °C coincidiendo con la temperatura de diseño de la unidad terminal. Pero el control del sistema auxiliar, por ejemplo porque se utilicen equipos todo/nada, puede implicar una disminución de la temperatura de producción de agua fría. Esto implicaría un aumento de energía auxiliar empleada en secar el aire del local (menor relación entre energía sensible y total). En este caso los resultados de la configuración 4 se aproximarían a la 3.

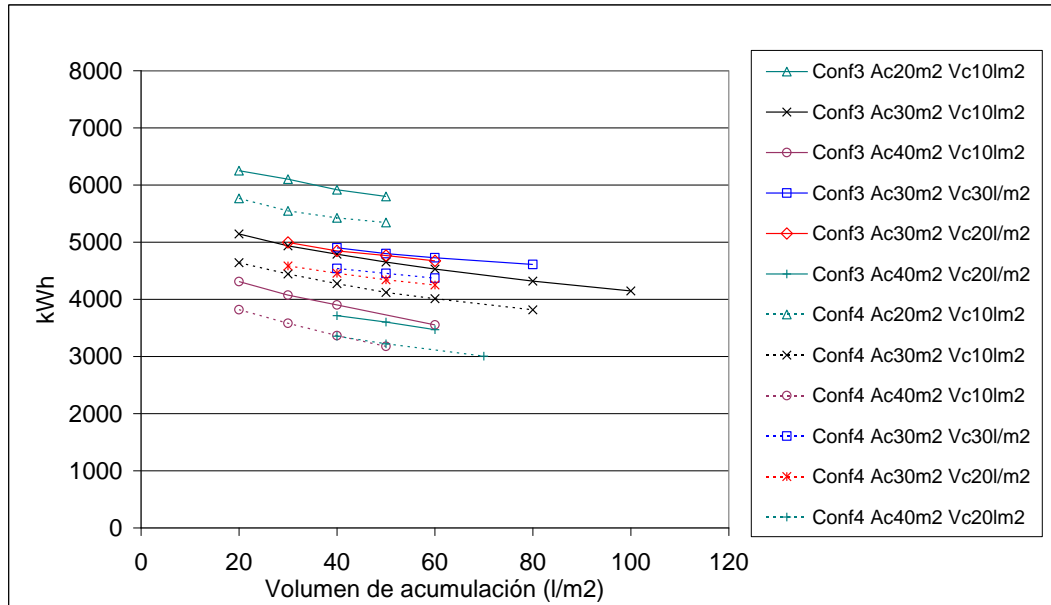


Figura 4-10. Energía auxiliar térmica (kWh) para refrigeración. Configuraciones 3 y 4

Es también más conveniente el uso de la **configuración 4 frente a la 6** en la mayor parte de los casos (Figura 4-11), principalmente si el volumen de acumulación total es elevado. Pero esta diferencia se reduce a partir un valor de captación de 30 m², y se hace casi imperceptible con 40 m², área de captación a partir de la cual la configuración 4 deja de tener sentido en este caso incluso con volúmenes de agua relativamente importantes ya que no permite ahorros pero supone un sobre coste en la instalación.

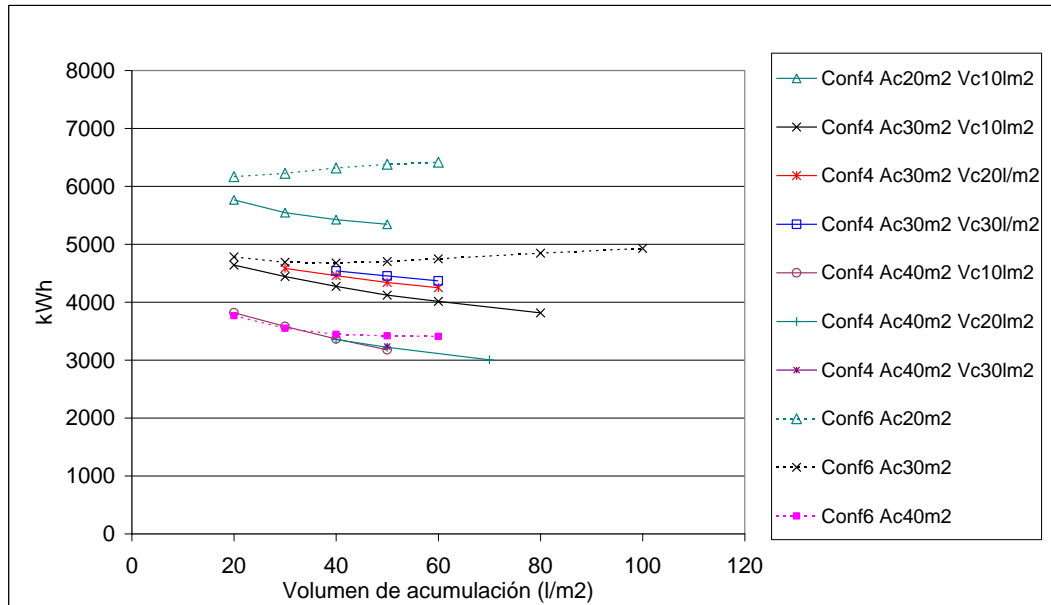


Figura 4-11. Energía auxiliar térmica (kWh) para refrigeración. Configuraciones 4 y 6

Este efecto se explica por la influencia conjunta de varios factores. Disponer de depósito frío implica menores pérdidas en la acumulación, pero empeora en parte la eficiencia de la captación solar ya que el depósito caliente (de menor volumen) alcanza mayores temperaturas. Esta disminución de eficiencia de captación en la configuración 4 es del mismo orden para áreas de captación elevadas de 40 m² que la mejora conseguida al disminuir las pérdidas por acumulación. Pero para menores áreas de captación, la disminución de la eficiencia de captación es menos significativa que la mejora por reducción de pérdidas por acumulación.

En general, la **configuración 3** es mejor **frente a la 6** (Figura 4-12) únicamente con áreas de captación pequeñas o áreas medias de captación (30 m²) con elevados volúmenes de acumulación total. Pero áreas de captación pequeñas implican en la configuración 3 un elevado número de arranques y paradas de la máquina de absorción.

Hay que tener en cuenta que aunque la cobertura con energía solar calculada es en muchos casos superior en la configuración 3, la energía de frío proporcionada por el sistema auxiliar se va en ganancias debido a la transferencia térmica con el ambiente del depósito de acumulación. Por tanto en muchos casos la mejora por doble depósito de agua fría no es tal en la configuración 3.

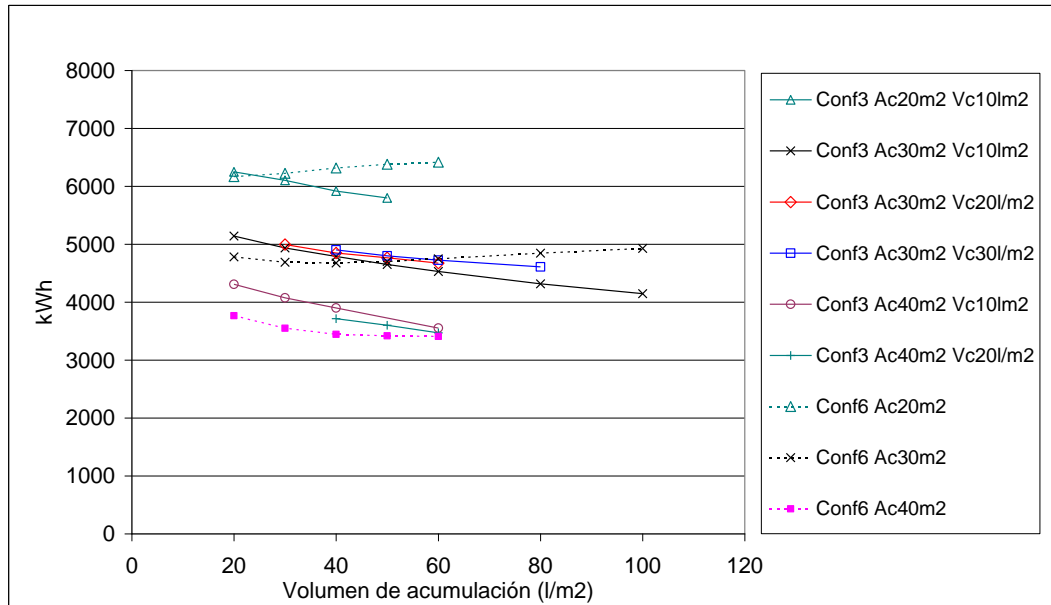


Figura 4-12. Energía auxiliar térmica (kWh) para refrigeración. Configuraciones 3 y 6

Por último, en la Figura 4-13 se observa la comparación entre la mejor configuración sólo solar (configuración 2) y la mejor configuración que incluye sistema auxiliar (configuración 4). Aunque siempre es mejor la configuración 2, la diferencia se reduce si disminuye el área de captación y el volumen de acumulación.

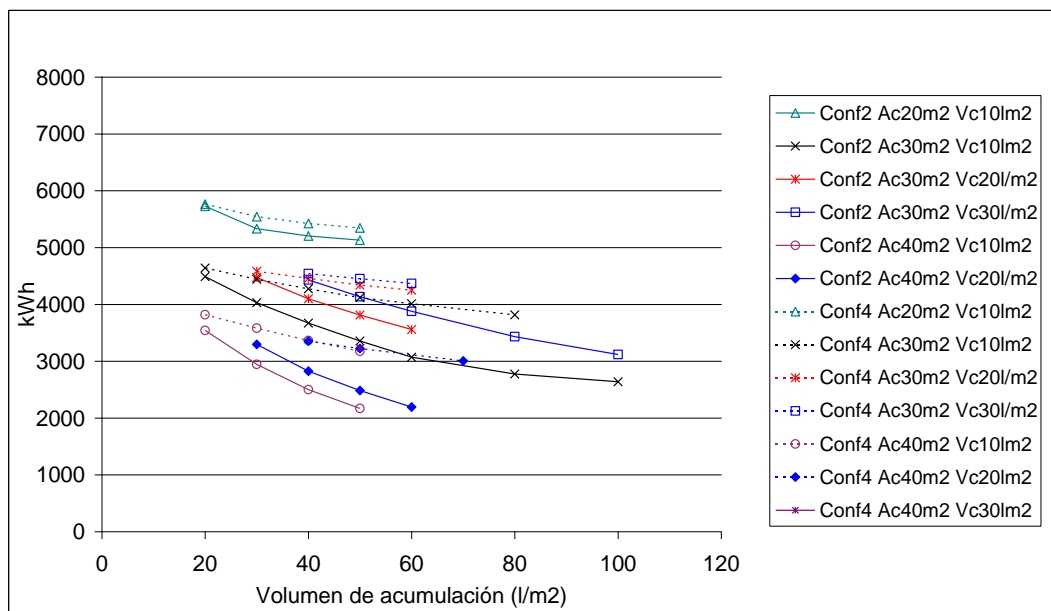


Figura 4-13. Energía auxiliar térmica (kWh) para refrigeración. Configuraciones 2 y 4

En definitiva, en el caso de decantarnos por una instalación sólo solar con apoyo en el local, por ejemplo porque la vivienda ya disponga de un sistema convencional de climatización, la mejor opción es la configuración 2. Aunque si la vivienda no dispone de espacio suficiente para dos depósitos de acumulación o un volumen de acumulación considerable, sería más conveniente la configuración 1. Y si la vivienda no dispone de espacio suficiente para un área de captación

media (30 m²) puede también ser inadecuada la configuración 2 frente a la 1 por el incremento de arranques y paradas en el funcionamiento de la máquina de absorción.

En el caso de decantarnos por una configuración que incluya sistema auxiliar, la mejor opción es la configuración 4. Aunque en ciertos casos la diferencia con la configuración 6 no es suficiente para justificar la instalación de dos depósitos de acumulación frente a uno único.

Es muy importante subrayar que se observa una tendencia diferente en la cobertura de la demanda de refrigeración con energía solar en función del volumen total de acumulación para las configuraciones con depósito caliente (Figura 4-14 para la configuración 1) frente a las que tienen ambos depósitos (Figura 4-15 para la configuración 2).

En las configuraciones con acumulación de agua caliente exclusivamente, el volumen óptimo de almacenamiento es de 40 l/m² para un área de captación de 30m² (más info en anexos 1 al 5). En las configuraciones con acumulación de agua caliente y agua fría el valor total de acumulación para maximizar la cobertura con energía solar se desplaza hacia valores mayores de acumulación total.

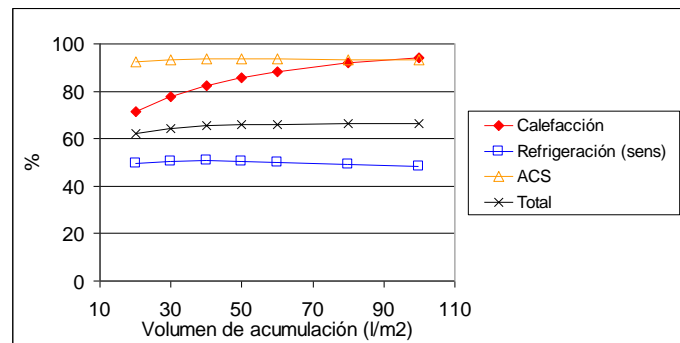


Figura 4-14. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Confi

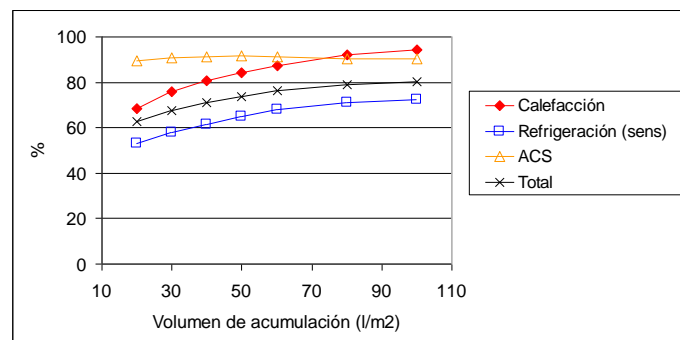


Figura 4-15. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf2. (Ac = 30m², Vc = 10l/m²)

En **Madrid**, las tendencias coinciden cualitativamente con el caso de Málaga, pero los resultados cuantitativos varían como consecuencia de la diferente demanda. Para una demanda anual térmica de 6490 kWh de refrigeración sensible (50.7 kWh/m² para la vivienda de 128 m²), la cobertura solar alcanzada oscila entre un máximo de 63.8 % en la configuración 2 y un

mínimo de 53.4 % en la configuración 1 (que prácticamente coincide con la configuración 6 con un 53.6 %), Figura 4-16.

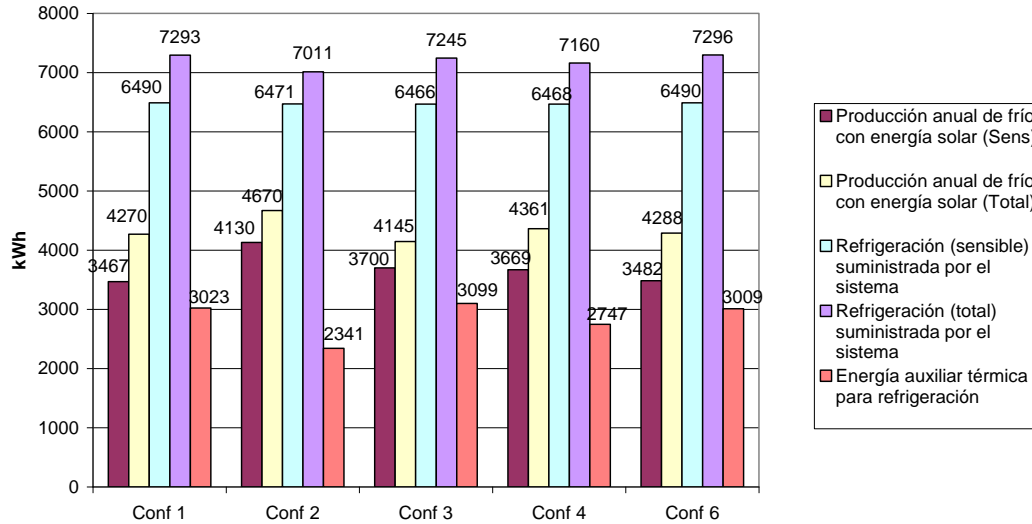


Figura 4-16. Balance energético anual en refrigeración (captación: 30 m²). Comparación entre configuraciones. Madrid

Concretamente, la cobertura de refrigeración aumenta en Madrid respecto a Málaga. En Málaga la cobertura es aproximadamente 0.8 veces inferior, cuando la relación entre disponibilidad solar y demanda total es de 0.9 veces inferior (Tabla 4-3).

Aumentar el área de captación un 50 % o un 100 % desde los 20 m² supone un aumento medio de cobertura solar del 15 % y el 26 % respectivamente (partiendo de una cobertura media de 42 %, respecto al 39 % en Málaga). Cambiar de configuración supone una diferencia máxima entre el 11 % y el 13 % dependiendo del área de captadores.

4.4. Comparación global entre configuraciones

La demanda total cubierta con energía solar para 30 m² se puede consultar en la Figura 4-17. La Tabla 4-4 resume la cobertura para diferentes áreas de captación en todas las configuraciones.

En resumen, para una demanda anual térmica de 3490 kWh de calefacción (27.3 kWh/m²), de 2847 kWh de ACS y de 9529 kWh de refrigeración sensible (74.4 kWh/m²), la cobertura solar alcanzada oscila entre un máximo de 71.1 % en la configuración 2 y un mínimo de 62.4 % en la configuración 6 (caso base), Tabla 4-4.

Y aumentar el área de captación un 50 % o un 100 % partiendo de 20 m² supone un aumento medio de cobertura solar del 16 % y el 24 % respectivamente (partiendo de una cobertura media

de 59 %). Cambiar de configuración implica una diferencia máxima entre el 9 % y el 11 % dependiendo del área de captadores. Ver Tabla 4-4.

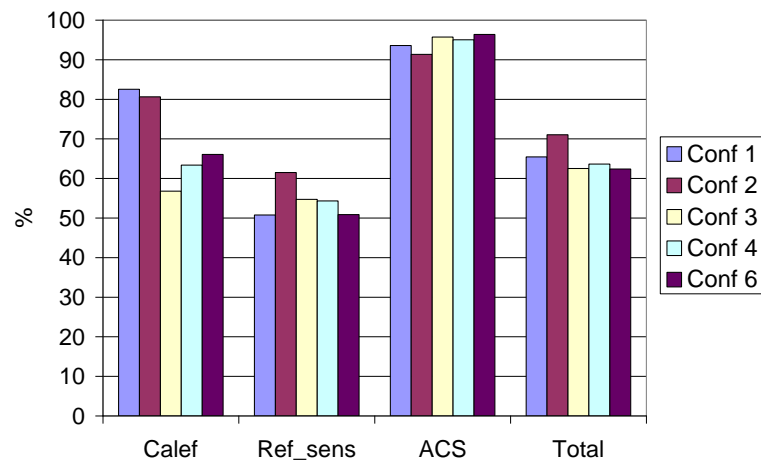


Figura 4-17. Cobertura de la demanda desglosada y total para el caso de un área de captación de 30m²

		Conf1	Conf2	Conf3	Conf4	Conf6	Media
Cobertura de la demanda con energía solar (%)	Ac 20 m²	51.4 %	57.2 %	50.5 %	52.3 %	48.3 %	59.4 %
	Ac 30 m²	65.4 %	71.1 %	62.5 %	63.6 %	62.4 %	65.0 %
	Ac 40 m²	75.5 %	81.0 %	70.4 %	72.04 %	72.6 %	74.3 %

Tabla 4-4. Cobertura solar por configuración para varias áreas de captación. Málaga

Aumentar el **volumen de acumulación** supone aumentar la cobertura total y por tanto reducir la energía auxiliar necesaria para ello (Figura 4-18). Pero esta influencia tiene ciertas peculiaridades en refrigeración entre configuraciones con doble depósito y las de uno único como se ha expuesto previamente (Figura 4-14 y Figura 4-15 para configuración 1 y 2 respectivamente).

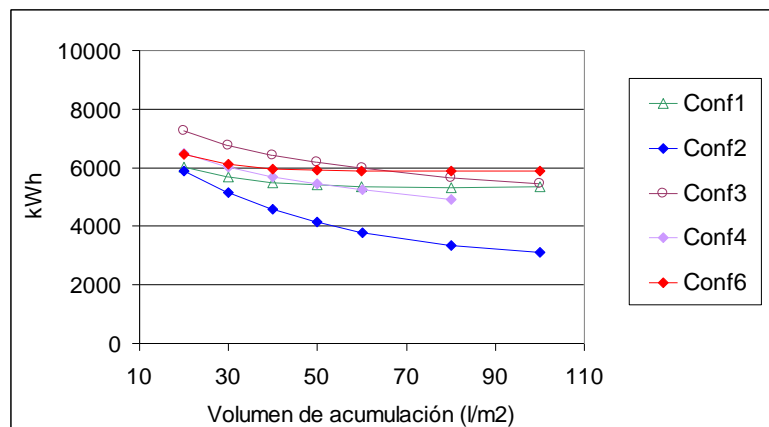


Figura 4-18. Energía auxiliar térmica requerida en función del volumen de acumulación. Área de captación de 30m². Comparación de configuraciones. Málaga

Como resumen, un aumento de acumulación supone mejoras en la cobertura total de calefacción en todas las configuraciones y de refrigeración en las configuraciones con doble depósito.

Pero en refrigeración hay un volumen óptimo entorno a 40 l/m² para un área de captación de 30 m² si la configuración tiene exclusivamente depósito de agua caliente; y este valor aumenta si lo hace el área de captación (y viceversa). En configuraciones con doble depósito un aumento de volumen supone aumento de cobertura, pero hay un volumen óptimo de acumulación de agua caliente (10 l/m² para 30 m² de captación), que aumenta si el área de captación aumenta.

En términos de cobertura de la demanda, las configuraciones sólo solares con apoyo en el local (1 y 2) se comportan mejor, pero requieren mayor inversión. Estas ventajas se deben principalmente a la posibilidad en los sistemas sólo solares de alimentar a la unidad terminal de la instalación a temperaturas mayores (menores) aunque no permitan combatir toda de refrigeración (calefacción) gracias a la existencia de otra unidad terminal propia conectada al sistema auxiliar.

Esta diferencia podría reducirse con un control en las configuraciones que incluyen sistema auxiliar que permitiese alimentar a la unidad terminal con temperaturas más moderadas que la consigna que permite satisfacer la demanda pico del local. Esto requiere trabajar con consignas de temperatura de aire del local en lugar de temperaturas de consigna de agua. Otra medida para reducir las diferencias es utilizar unidades terminales sobredimensionados.

Se confirma también el mejor comportamiento de las configuraciones con depósito frío (configuraciones 2, 3 y 4) para el funcionamiento en modo refrigeración. Pero la diferencia de comportamiento entre ambas se reduce haciéndose imperceptible si el área de captación aumenta y/o el volumen de acumulación disminuye. Y para no perder mucha cobertura de calefacción, se debe hacer el cambio de uso del depósito frío a caliente en invierno. Pero este cambio puede ser problemático y complejo. En este caso, si no se utiliza este segundo depósito para almacenar agua caliente en invierno, la cobertura desciende de manera importante, perdiendo las ventajas de estas configuraciones respecto a las de uno único.

Si se opta por un sistema con sistema auxiliar lo más conveniente es utilizar la configuración 4 frente a la 6 siempre y cuando el área total de captación no sea elevada y/o el volumen total de acumulación pequeño, ya que en este caso la ventaja frente a la configuración 6 se hace imperceptible. La configuración 3 requiere usualmente mayor energía convencional debido a que ha de hacer frente a parte de las ganancias (pérdidas) térmicas en refrigeración (calefacción) del depósito al que se conecta el sistema auxiliar, pero permite el uso de sistemas auxiliares de menor potencia pico y por tanto más económicos.

Los resultados no arrojan como resultado definitivo la decisión final de una configuración óptima, sino que se observa que depende de los parámetros de diseño, y que estos resultados deben contrastarse también con un análisis económico para tomar la decisión final.

En el caso de Madrid, una diferencia fundamental respecto a Málaga es la mayor demanda de calefacción. Es por ello que en este caso hay una mayor diferencia entre las configuraciones sólo solares con apoyo en el local (1 y 2) y las que incluyen sistema auxiliar (3, 4 y 6) ya que estas últimas tienen porcentajes de cobertura significativamente menores en calefacción. De manera que aquí se comportan mejor las configuraciones 1 y 2 en todo el rango de volumen de acumulación (Figura 4-19) al contrario de lo que sucedía en Málaga (Figura 4-18)

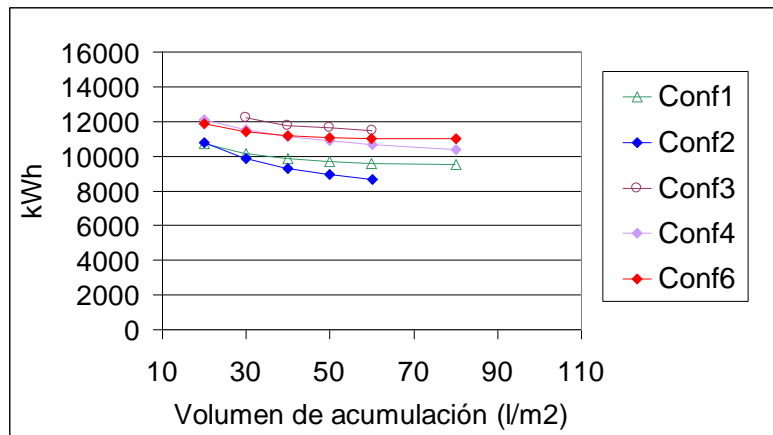


Figura 4-19. Energía auxiliar térmica total requerida en función del volumen de acumulación. Área de captación de 30 m². Comparación de configuraciones. Madrid

4.5. Análisis de sensibilidad ante otros factores analizados

La información detallada de todos los análisis de sensibilidad realizados para cada configuración se pueden consultar en los anexos desde el 1 al 5. A continuación se hace un resumen de todos ellos, excepto el área de captación y el volumen de acumulación que ya han sido tratados extensamente en los apartados anteriores de comparación entre configuraciones.

La **inclinación** óptima depende de la ciudad en la que nos encontremos. Este óptimo se desplaza hacia ángulos menores en las ciudades en que predomina la demanda de refrigeración y viceversa. Esto se debe a que la cobertura de refrigeración y calefacción es máxima para una inclinación de 20 ° y 50 ° respectivamente. En Málaga, el máximo de energía solar útil se produce para una inclinación entre 20 ° y 30 °. Y en Madrid y San Sebastián, la inclinación óptima es de 40 ° (Figura 4-20 y Figura 4-21, concretamente para la configuración 1, pero los resultados son extrapolables al resto de configuraciones)

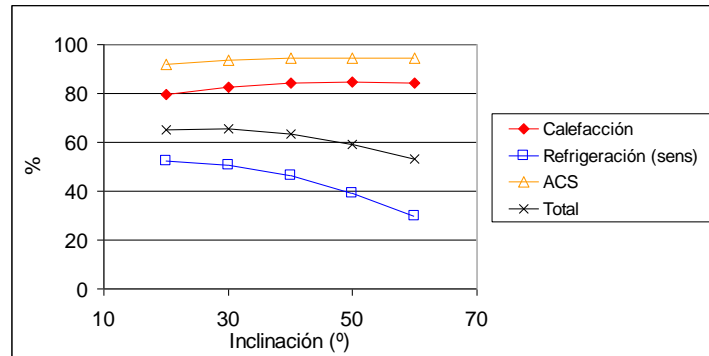


Figura 4-20. Influencia de la inclinación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Confi

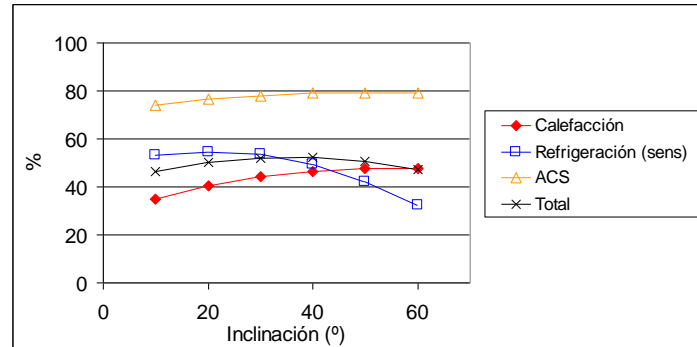


Figura 4-21. Influencia de la inclinación en la cobertura (%) de la demanda. Madrid. Confi

El **tipo de captador** influye de manera crucial en los resultados en refrigeración, ya que el captador trabaja con mayores temperaturas, que es donde más diferencia de rendimiento hay entre las curvas de rendimiento.

En base a las eficiencias de captación medias anuales que se alcanzan con los captadores considerados (curvas en el apartado 3.2) se concluye que seguiría siendo más interesante utilizar el de mayor eficiencia (tipo Ø) respecto al de menor eficiencia (tipo 3) incluso si el sobrecoste del captador fuese del 50 %. Y pasar al captador tipo Ø respecto al tipo 1 utilizado en las simulaciones sería interesante también incluso si el sobrecoste fuese del 20 %. De manera que este cambio sería más rentable que aumentar en igual proporción el área de captación. Estos resultados concretos se extraen de la configuración 1, pero son extrapolables con ligeras diferencias al resto de configuraciones.

El comportamiento de la **máquina de absorción** influye también de manera importante en la cobertura de la demanda. El caso base, caso 1, considera un COP térmico de valor 0.695, sin considerar influencia por funcionamiento a carga parcial. El caso 2 supone un detrimento del rendimiento a carga parcial considerando que para una demanda de frío del 30 %, la energía calorífica del generador requerida no es del 30 % del total a plena carga, sino de un 50 %. Los casos 3 y 4 son iguales al caso 1 pero con valores de COP térmico de 0.6 y 0.4 respectivamente.

Las configuraciones que trabajan menos tiempo a carga parcial son aquellas que tienen depósito de acumulación de agua fría, y dentro de ellas fundamentalmente la configuración 2, con

temperaturas medias en dicho depósito más altas al permitir alimentar al fancoil a temperaturas más elevadas. Le sigue la configuración 4, y finalmente la 3 que aunque tiene depósito de agua fría, este se mantiene como máximo a una temperatura de salida de 13 °C debido a la conexión del sistema auxiliar.

Por tanto el detrimento del rendimiento a carga parcial afecta más a las configuraciones 1 y 6, con una bajada del 6 % en la cobertura solar (del 51 % al 45 %). La bajada es del 3 %, 2 % y 1 % en las configuraciones 3, 4 y 2 respectivamente.

Disminuir el rendimiento nominal afecta también más a las configuraciones sin depósito de agua fría. Concretamente baja un 5 % y 19 % al disminuir el COP nominal a 0.6 y 0.4 en estos casos, respecto a una media de 3 % y 13 % en las configuraciones con depósito de agua fría.

En cuanto a las **temperaturas de consigna** de producción de agua fría, tanto de la máquina de absorción como del equipo auxiliar, cabe destacar que en la configuración 3 se produce una caída brusca de cobertura si se aproximan, debido a la interacción que se produce entre ambas. Esto se puede ver en la Figura 4-22 en la que se ve cómo disminuye la cobertura de refrigeración cuando la temperatura de consigna del equipo de absorción, fijada en 7 °C en el caso base, se aproxima a la consigna del sistema auxiliar, de valor 13 °C. La cobertura de refrigeración con energía solar decrece desde 53.4 % a 40.3 %, produciéndose la bajada importante a partir de 10 °C.

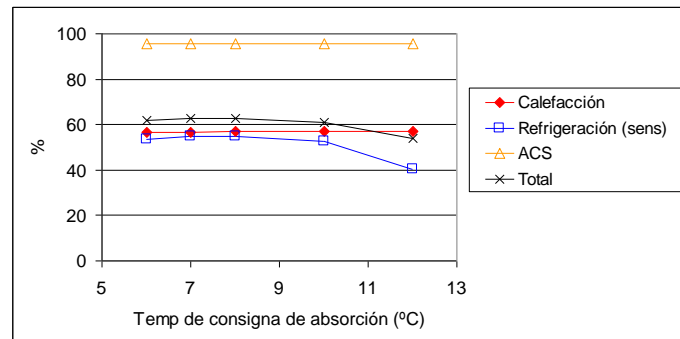


Figura 4-22. Influencia de la temperatura de consigna de la máquina de absorción en la cobertura (%) de la demanda con energía solar

Esto pone de manifiesto la importancia de fijar bien los parámetros de control del sistema.

La influencia de la consigna de agua fría del equipo de absorción depende también de las curvas de funcionamiento de la máquina de absorción. En el caso analizado no se producen cambios significativos para en el rango analizado por lo que la influencia es mínima por este factor.

TERCERA PARTE.

***Instalación experimental
de climatización solar***

5. Instalación experimental

La instalación experimental de climatización solar aquí presentada se enmarca dentro del proyecto DEFRISOL (apartado 1.7). Los objetivos generales de este proyecto fueron abordar fases de trabajo imprescindibles para dar continuidad a todo el trabajo anterior enmarcado en SOLARFRÍO. Entre ellos la demostración del funcionamiento de una instalación en todo su conjunto así como la comprobación de la estrategia de control. En definitiva fases necesarias para demostrar la viabilidad desde el punto de vista de prestaciones, operación continua y fiabilidad.

En el proyecto previo SOLARFRÍO (apartado 1.6) se abordó la comparación de configuraciones expuesta en la segunda parte de la presente Tesis; y el desarrollo del novedoso equipo de absorción de disipación por aire [16] utilizado en la instalación experimental aquí presentada.

En este apartado se describe la instalación experimental de climatización solar desarrollada, incluyendo el proceso de construcción y la descripción de componentes, apartado 5.1. Se detalla el sistema de adquisición de datos utilizado, apartado 5.2. Se plantea el modelado de los diferentes subsistemas y elementos que componen la instalación, apartado 5.3; así como el análisis de varios días de funcionamiento apartado 5.4, y su comparación con resultados de simulación en TRNSYS, apartado 5.4.3.

5.1. Descripción de la instalación

El sistema de climatización solar se instala en Córdoba.

Se selecciona la configuración 4 para la instalación prototipo. Por tanto consta de acumulación de agua caliente y de agua fría. El sistema auxiliar está conectado en paralelo al depósito de agua fría.

Esta decisión se toma en base a las ventajas de esta configuración respecto al resto. Como resumen:

- Al ser una instalación con sistema auxiliar incluido no necesita duplicar unidades terminales. Todo se integra en una misma instalación, incluyendo el sistema auxiliar.
- Utilizar depósito de acumulación de agua fría aumenta la cobertura de refrigeración solar con energía solar.
- La conexión del sistema auxiliar en paralelo al depósito es ventajoso respecto a una conexión directa al depósito.

El esquema de principio simplificado en modo refrigeración (calefacción) se presenta en la Figura 5-1 (Figura 5-2). En las figuras se definen una serie de secciones en las que se realizan los balances energéticos que servirán para analizar el funcionamiento de la instalación. Esta instalación no proporciona energía solar para ACS.

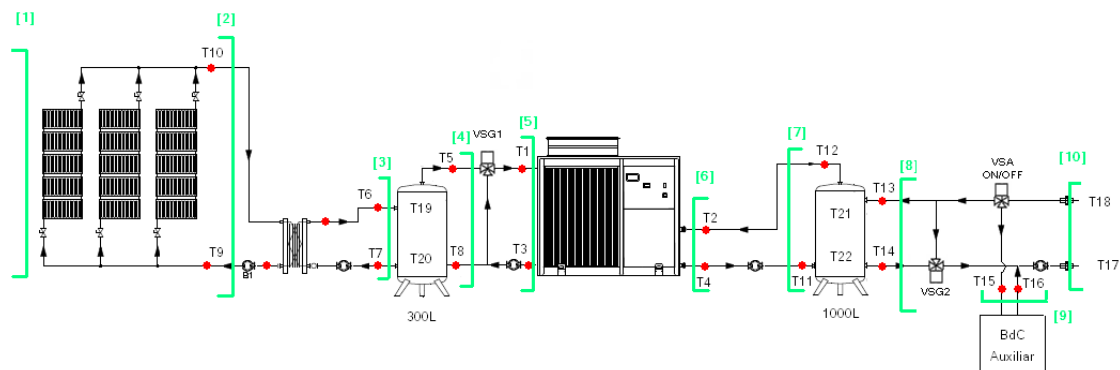


Figura 5-1. Esquema de principio simplificado (funcionamiento en refrigeración), incluyendo nomenclatura de temperaturas medidas y balances energéticos calculados en la experimentación

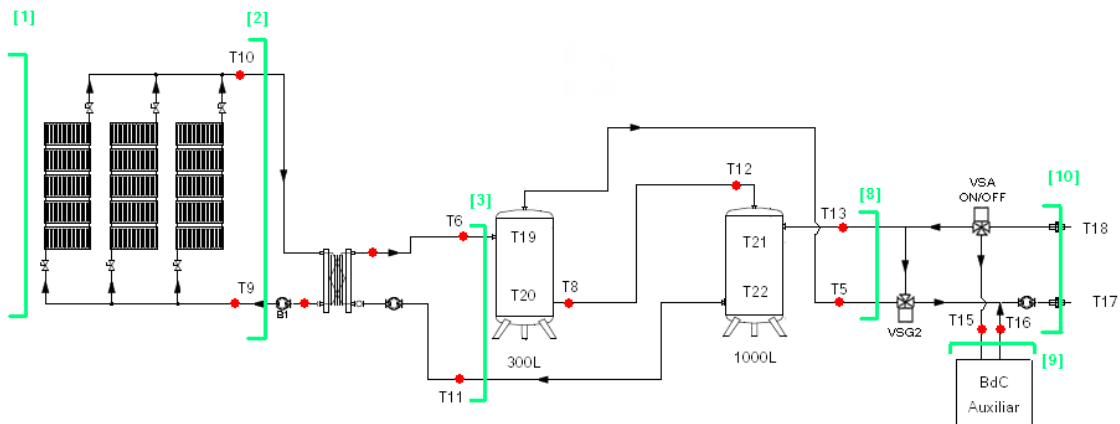


Figura 5-2. Esquema de principio simplificado (funcionamiento en calefacción), incluyendo nomenclatura de temperaturas medidas y balances energéticos calculados en la experimentación



Figura 5-4. Vista del grupo hidráulico (diseño y construcción)



Figura 5-5. Vista de la instalación finalizada

Los captadores se conectan todos en paralelo, en grupos de 5 captadores con una conexión con retorno invertido para equilibrar caudales.

La instalación permite suministrar refrigeración y calefacción a dos casetas de ensayo (Figura 5-6). En cada una de ellas habrá dos unidades terminales: fancoil y suelo radiante. Estas casetas permitirán realizar ensayos para un proyecto de investigación independiente que queda fuera del marco específico de la presente Tesis, y en el que se analiza el comportamiento de materiales de cambio de fase como elementos de construcción de suelos radiantes.



Figura 5-6. Recepción de las casetas de ensayo (izq) y detalle del frontal de la caseta de ensayo (drcha)

Aunque la configuración incluye el sistema auxiliar, los ensayos realizados y presentados no incluyen el funcionamiento del equipo auxiliar. Los datos de funcionamiento analizados se centran en días concretos de funcionamiento en modo refrigeración durante el verano de 2011 y calefacción en meses posteriores.

Las características específicas de los elementos que componen la instalación son:

- Fluido de trabajo

Agua en todos los circuitos, excepto el circuito primario solar. Este circuito tiene agua con un 40 % de propilenglicol, cálculo realizado con 5 °C por debajo de la mínima histórica. Aún así también se han realizado ensayos con agua en este circuito.

- Captadores solares:

Captadores solares planos (15 unidades) del fabricante Isofotón. Son captadores de parrilla con 10 tubos de cobre separados 10 cm. La superficie selectiva es de cobre con recubrimiento de óxido de titanio de 2205 mm x 1000 mm x 0.2 mm, con una absorptividad de 0.95 y una emisividad de 0.05. La cubierta es de tipo solar templado texturizado de 3.17 mm de espesor y una transmitancia del 91 %. El aislamiento lateral es de lana de roca (0.036 W/m/K, con un espesor lateral de 25mm y trasero de 55mm).

Las dimensiones exteriores del captador es de 2278 mm x 1075 mm x 110 mm. Con una superficie bruta de 2.4 m². Y un peso en funcionamiento de 44.5 kg.

Los parámetros de la curva de eficiencia del captador según la UNE12975 [78] son:

$$\eta = a_0' - a_1' \frac{T_{mf} - T_a}{I_t} - a_2' I_t \left(\frac{T_{mf} - T_a}{I_t} \right)^2 \quad \text{Según EN12975 [78]}$$

$$a_0' = 0.78$$

$$a_1' = 3.243$$

$$a_2' = 0.012$$

T_{mf} : Temperatura media del fluido del captador (°C)

T_a : Temperatura ambiente (°C)

I_t : Radiación global incidente (W/m²)

La curva de rendimiento se refiere a la superficie de apertura de valor 2.21 m².

○ Intercambiador de placas

Se selecciona un intercambiador del fabricante SWEP, modelo 25T, de 30 placas. La eficiencia teórica se compara con la obtenida en la instalación en el apartado 5.3.1

○ Depósito acumulador de calor

Es un depósito de 300L de acero inoxidable, y con una presión máxima de trabajo de 8 bar. Tiene 65 mm de aislamiento de poliuretano rígido y un acabado en aluminio gofrado de 0.8 mm. Incluye una protección catódica permanente con varilla de titanio conectada a un potenciómetro. Sus dimensiones son un diámetro de 550 mm y una altura de 1460 mm. El área total interior del depósito es de 3.0 m².

○ Depósito acumulador de frío

Es un depósito de 1000 L de acero inoxidable, y con una presión máxima de trabajo de 8 bar. Tiene 85 mm de aislamiento de poliuretano rígido y un acabado en aluminio gofrado de 0.8 mm. Incluye también una protección catódica permanente con varilla de titanio conectada a un potenciómetro. Sus dimensiones son un diámetro de 950 mm y una altura de 1730 mm. El área total interior del depósito es de 6.6 m².

○ Tuberías

Las tuberías de primario y secundario son de métrica 26/28 mm, y las del resto de la instalación de 33/35mm. El aislamiento de todas las tuberías ubicadas en el exterior es de 35 mm .de espesor.

- Máquina de absorción.

Es un prototipo preindustrial de disipación seca [93]. Tiene una capacidad nominal de 9.1 kW con una temperatura de generación de 90 °C, temperatura ambiente de 35 °C y produciendo agua fría a 15 °C. Si la temperatura ambiente aumenta hasta 40 °C, la enfriadora sigue siendo capaz de proporcionar el 64 % de su capacidad nominal. El COP térmico nominal es de 0.6 [94]. Este equipo ha sido también objeto posterior de una optimización, que se puede consultar en [16].

5.2. Sistema de la adquisición de datos

El equipo utilizado es el modelo 34980A del fabricante Agilent.

Se utilizan sondas de inmersión PT100 de 4 hilos en cada uno de los puntos numerados de la instalación, que comprenden desde el 1 al 18 (Figura 5-1 -Figura 5-3). Estas sondas son introducidas en una vaina para evitar que ante una rotura de la sonda sea necesario el vaciado de la instalación. Entre sonda y vaina se introduce una pasta de contacto (Figura 5-7). Esta pasta es silicona P12, de color blanco y con temperaturas de operación de -30°C a 200°C. Facilita el contacto entre la vaina y la sonda con una buena transferencia de calor para no desvirtuar la medida. Su conductividad térmica es de valor 0.81W/m/K.

Se instalan dos sondas de inmersión en cada depósito de acumulación con una vaina de mayor longitud. Esta diferencia se realiza para que la medida esté en la parte central del depósito, con menos influencia de la temperatura de las paredes del mismo.



Figura 5-7. Detalle de las sondas PT100 de inmersión utilizadas en la adquisición

Las sondas seleccionadas son de clase A, con la precisión presentada en la Figura 5-8. Hay que tener en cuenta que una pequeña imprecisión en la medida de estas sondas influye de manera muy importante en los balances energéticos. Esto se debe a que los balances vendrán determinados por la diferencia de temperatura entre dos puntos, los que pueden tener diferencias significativamente pequeñas, incluso de 2 –3 °C. Es por tanto fundamental un buen ajuste de las mismas, ya que 0.2 °C de imprecisión en una diferencia térmica de 2 °C supone un 10 % de error. Por tanto se procede al calibrado de las sondas con baño termostático. Se realiza con ellas ya conectadas al sistema de adquisición de datos para filtrar los posibles errores

producidos en la adquisición. La calibración consistió en determinar unos coeficientes de corrección para cada una de las sondas de temperatura.

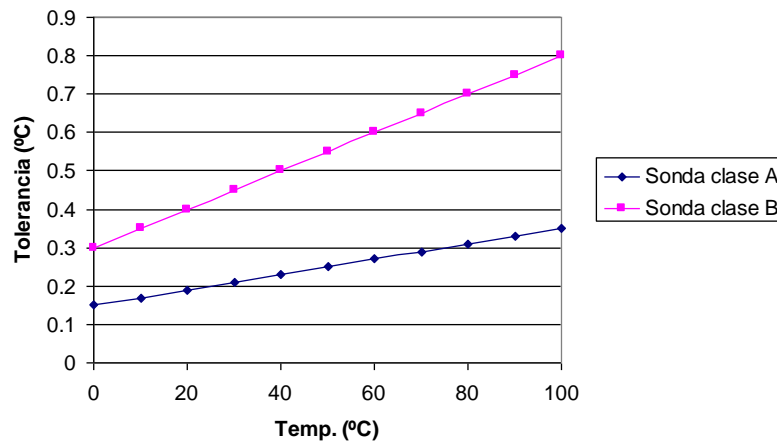


Figura 5-8. Error de medida para sondas PT100 según su clasificación

La instalación consta de un medidor de temperatura exterior y radiación global. Serán dos parámetros de especial relevancia para estudiar el comportamiento del sistema. La medida de radiación se realiza sobre superficie horizontal durante los primeros ensayos (julio y agosto), y en plano de captadores después (septiembre). Esta última opción (Figura 5-9) es más conveniente desde el punto de vista del modelado matemático de la captación solar.

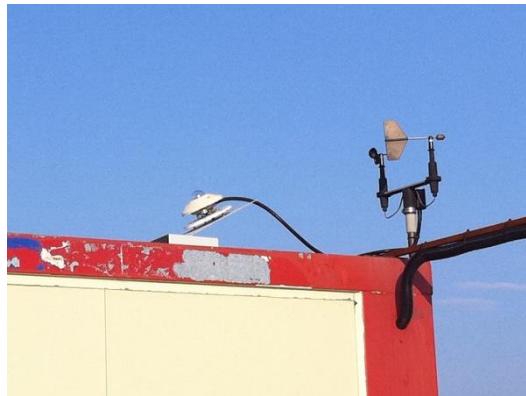


Figura 5-9. Detalle del medidor de radiación global (con la inclinación de captadores).

Respecto al medidor de temperatura ambiente cabe destacar la importancia de su colocación. En un primer momento se instaló en la parte exterior de la pared norte, directamente pegada a ella. Esto hacía que durante las primeras y últimas horas del día la sonda midiese una temperatura ambiente mayor a la real, influenciada por el aumento de temperatura que sufría la pared en dichos periodos de tiempo debido a la incidencia de radiación solar (Figura 5-10). Una vez separada de la pared se consigue evitar esta fuente de error (Figura 5-11 - Figura 5-12).

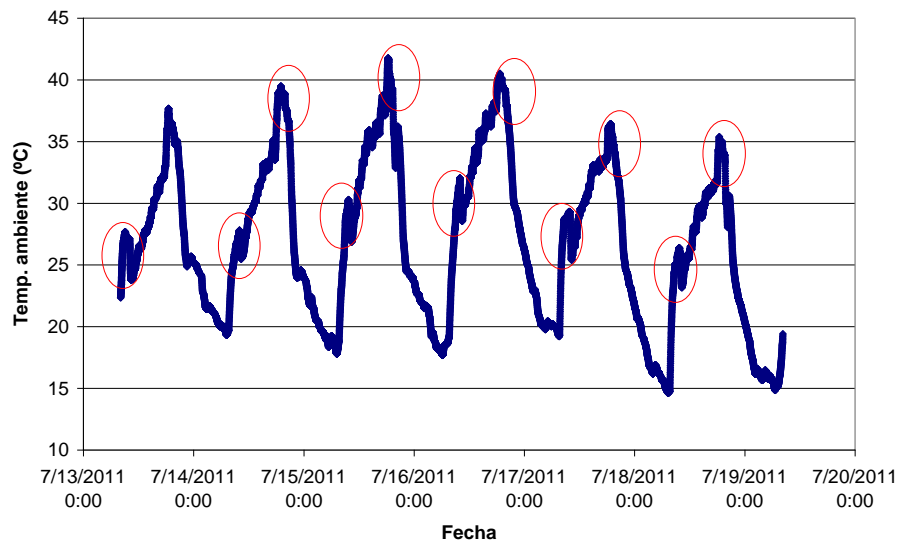


Figura 5-10. Lectura de la sonda de temperatura exterior inicialmente (sonda pegada a la pared)

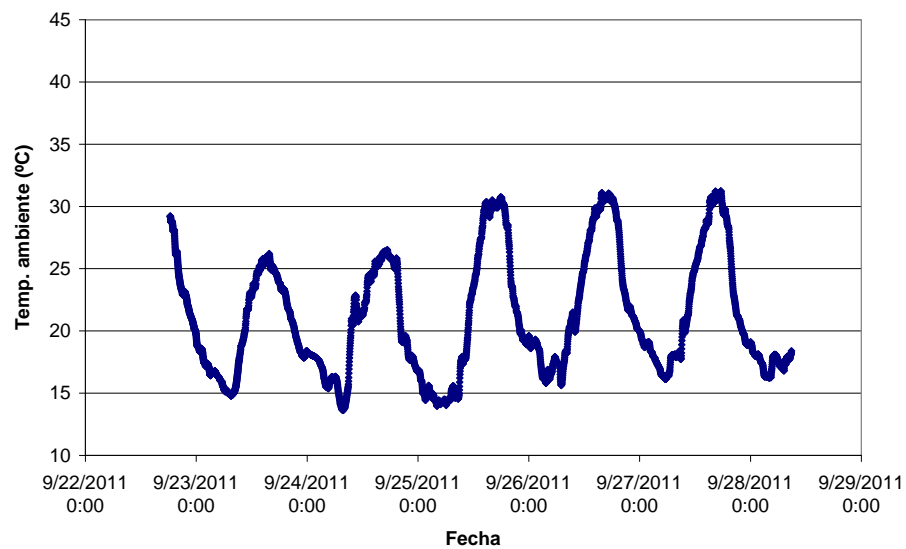


Figura 5-11. Lectura de la sonda de temperatura exterior finalmente (ubicación según Figura 5-12)



Figura 5-12. Detalle de la correcta colocación de la sonda de temperatura ambiente

La medida de caudales se realiza mediante medidor de pérdida de carga en válvulas de equilibrado. Concretamente se utiliza el medidor TA-CBI de Hydronic Engineering. Es un avanzado instrumento de medida de la presión diferencial, caudal y temperatura en válvulas TA de Tour Anderson. Las válvulas utilizadas son del mismo fabricante, de tipo STAD-C que permiten temperaturas de trabajo entre $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $150\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Figura 5-13. Medidor de caudal para válvulas de equilibrado



Figura 5-14. Válvulas de equilibrado

El error introducido en la medida de caudal depende del número de vueltas de cierre y lo proporciona el fabricante (Figura 5-15, donde cero vueltas corresponde a una válvula totalmente cerrada por la que no pasa fluido y 4 vueltas representa una válvula totalmente abierta). Para minimizar el error todas las válvulas se fijan con la máxima apertura.

Aunque inicialmente en el proyecto se planteó el uso de caudalímetros para una medida más precisa y con posibilidad de monitorización en tiempo real, finalmente se descartó por el elevado e inabordable sobre coste que suponía.

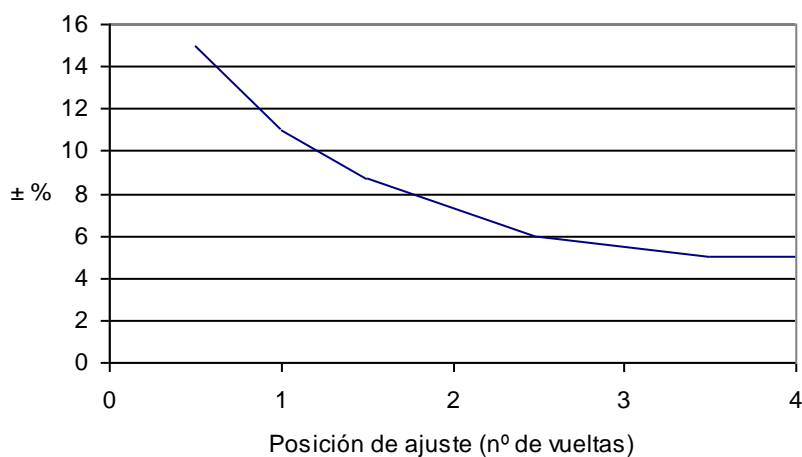
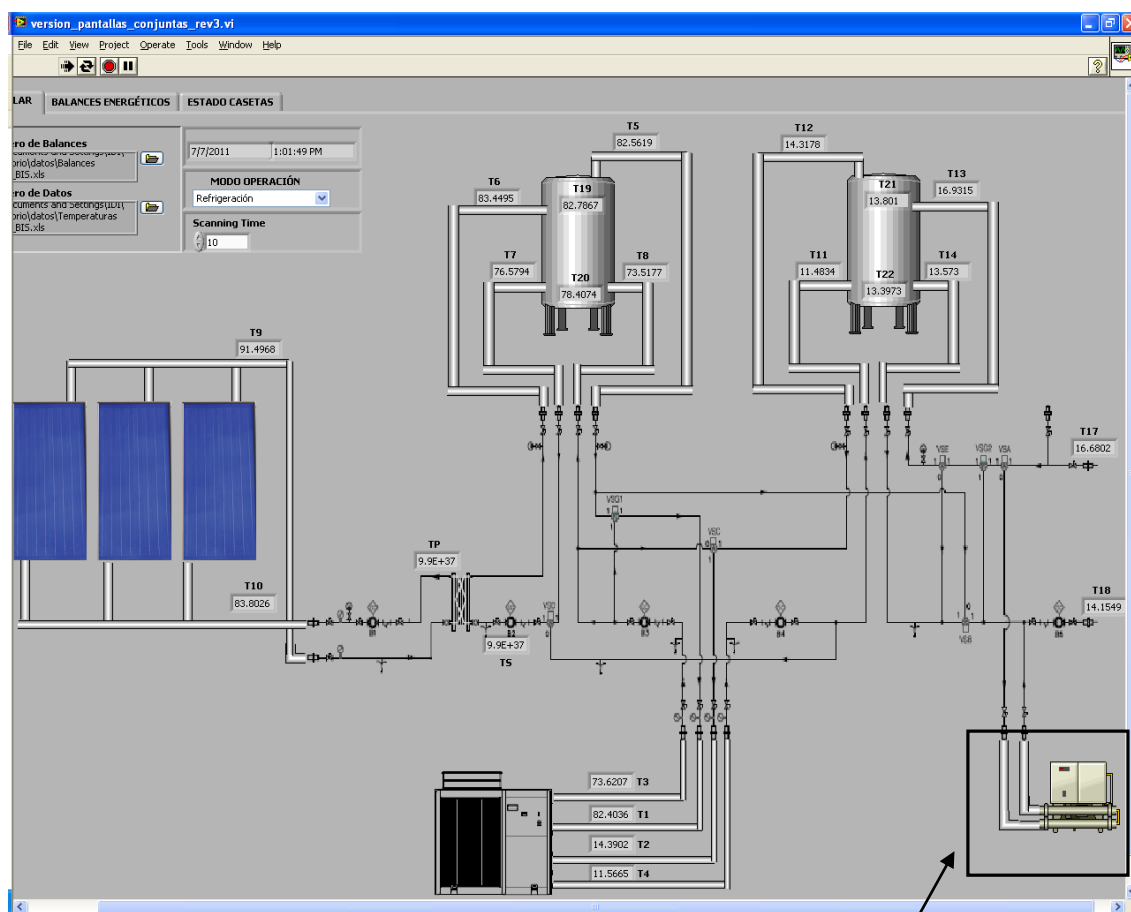


Figura 5-15. Desviación del caudal para diferentes posiciones de ajuste de la válvula de equilibrado

En la Figura 5-16 se observa una pantalla del software utilizado para la adquisición de datos, en el que se pueden visualizar en tiempo real las condiciones de funcionamiento.



Sistema auxiliar (no está en uso en la instalación analizada aquí)

Figura 5-16. Detalle de la pantalla con el software para la adquisición de datos

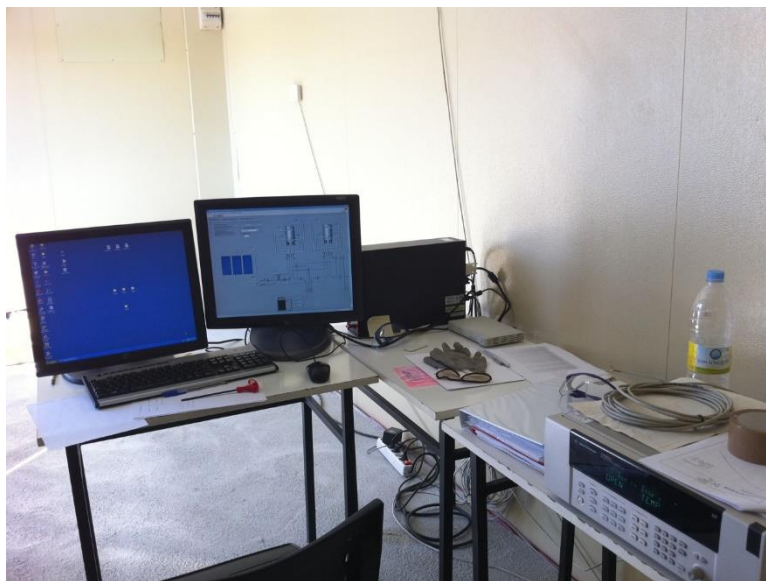


Figura 5-17. Detalle del puesto de adquisición de datos

La puesta en marcha tiene lugar durante junio de 2011. Se comprueba el buen funcionamiento de los diferentes circuitos que integran el sistema.

5.3. Modelado de los componentes

A continuación se detallan las características específicas de los elementos que componen la instalación, así como información adicional necesaria. También se presentan algunos modelos teóricos básicos que describen su comportamiento a partir de datos experimentales.

5.3.1. Intercambiador entre primario y secundario solar

Se realiza aquí el análisis y caracterización del funcionamiento del intercambiador colocado entre primario y secundario solar en tres situaciones diferentes de funcionamiento.

- Ensayo 1: Configuración en equicorriente con mezcla del 40 % de propilenglicol en agua en primario solar y agua en secundario
- Ensayo 2: Configuración en contracorriente con mezcla del 40 % de propilenglicol en agua en primario solar y agua en secundario
- Ensayo 3: Configuración en contracorriente con agua en primario y secundario solar.

Se contrasta el valor experimental con el valor que se obtiene del software de simulación del fabricante del intercambiado en los tres ensayos realizados.

Los valores de eficiencia calculados, principalmente en los dos primeros ensayos, parecen a priori bajos, pero han sido corroborados con el valor que predice el software de selección del fabricante para un punto concreto de funcionamiento.

El software de selección de fabricante requiere fijar las características del fluido de trabajo y los caudales y temperaturas de entrada a ambos lados del intercambiador, de manera que permite predecir los de salida. Con dichos valores se calcula el valor de eficiencia y se compara.

Ensayo 1:

Se realiza un ensayo de captación solar de manera continua durante aproximadamente 7 horas, desde las 10:00 hasta las 16:50 el día 27 de junio. La evolución de temperaturas (T6, T7, T9 y T10, Figura 5-18) en ese periodo se observa en la Figura 5-19. Hay que tener en cuenta que los valores monitorizados no están justamente en las entradas y salidas del intercambiador, por lo que el cálculo incluye pérdidas térmicas a través de tuberías. Para una visualización más clara, se muestran los resultados cada 10 minutos, aunque la monitorización se realiza cada 15 segundos.

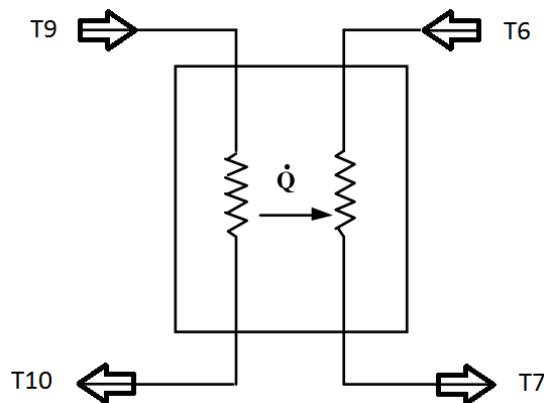


Figura 5-18. Identificación de temperaturas en intercambiador (caso 1)

La eficiencia se define como:

$$\varepsilon^* = \frac{T_6 - T_7}{T_9 - T_7}$$

Teniendo en cuenta la conexión en equicorriente del intercambiador, la temperatura de salida del secundario solar T6, no supera en ningún momento a la temperatura de salida del primario hacia captadores T10. Esto provoca una baja eficiencia de valor medio 0.44 (Figura 5-20, Tabla 5-1).

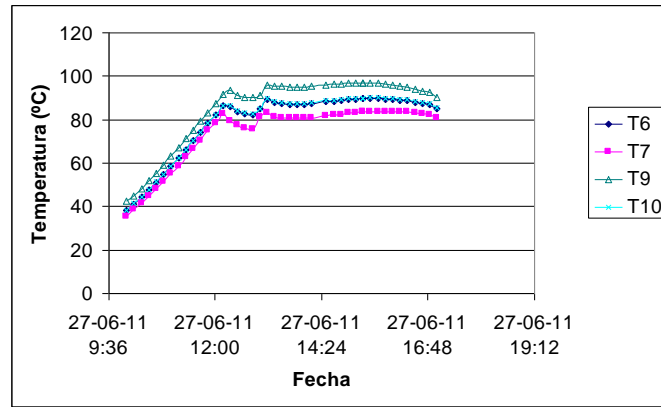


Figura 5-19. Ensayo 1. Temperaturas

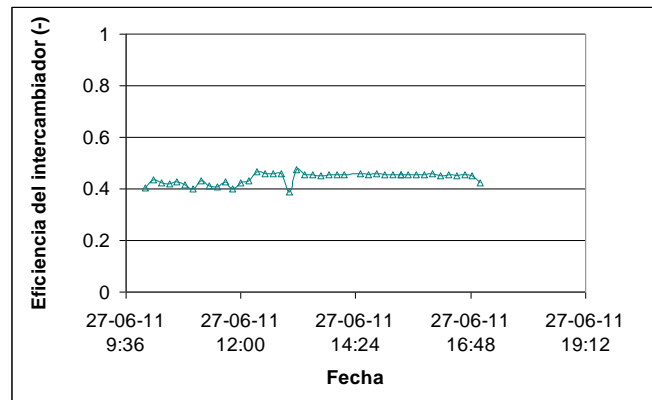


Figura 5-20. Ensayo 1. Eficiencia del intercambiador

	Hora	T6 (°C)	T7 (°C)	T9 (°C)	T10 (°C)	Eficiencia
Ensayo	11:12	63.3	59.9	68.1	63.4	41%
Software de selección	11:12	63.5	59.9	68.1	63.6	44%

Tabla 5-1. Comparación de temperaturas (modelo respecto a medido) y eficiencia del intercambiador. Ensayo1

Ensayo 2:

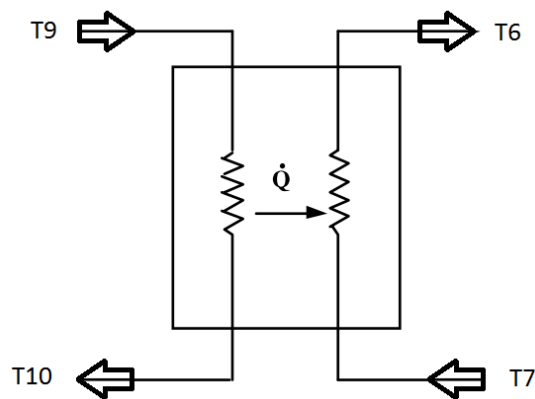


Figura 5-21. Identificación de temperaturas en intercambiador en contracorriente (caso 2)

Una vez realizado el cambio de configuración de intercambiador a contracorriente en lugar de equicorriente, se realiza de nuevo el mismo ensayo el día 1 de Diciembre (Figura 5-22 - Figura 5-23), detectándose un aumento de eficiencia media del 25 %, que pasa a ser del 60 %.

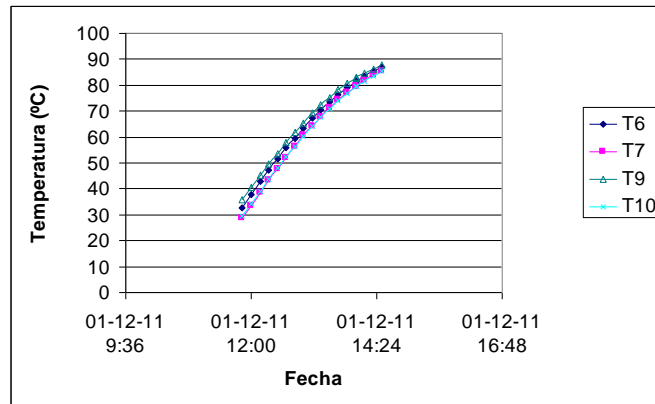


Figura 5-22. Ensayo 2. Temperaturas

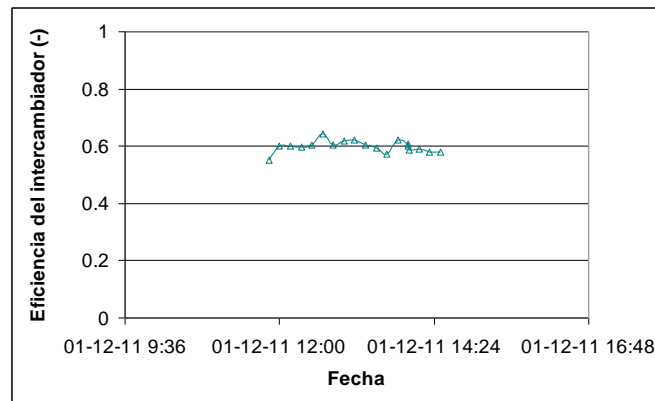


Figura 5-23. Ensayo 2. Eficiencia del intercambiador

	Hora	T6 (°C)	T7(°C)	T9 (°C)	T10 (°C)	Eficiencia
Ensayo	12:30	51.5	48	48.1	53.8	60%
Software de selección	12:30	51.7	48	49	53.8	64%

Tabla 5-2. Comparación de temperaturas (modelo respecto a medido) y eficiencia del intercambiador. Ensayo2

Ensayo 3:

Este ensayo se realiza con la instalación en modo calefacción, de manera que la temperatura de entrada al intercambiador se corresponde con T11 en lugar de T7 (Figura 5-2). Tanto primario como secundario solar tienen agua como fluido caloportador, y los caudales han variado ligeramente, el primario debido al cambio de fluido, y el secundario debido a la diferente conexión en modo calefacción frente a modo refrigeración. La evolución de las temperaturas se presenta en la Figura 5-24. La eficiencia media calculada es en este caso de valor 73 % (Figura 5-25, Tabla 5-2). En todos los casos se confirma que la eficiencia del intercambiador permanece constante independientemente de las condiciones de temperatura.

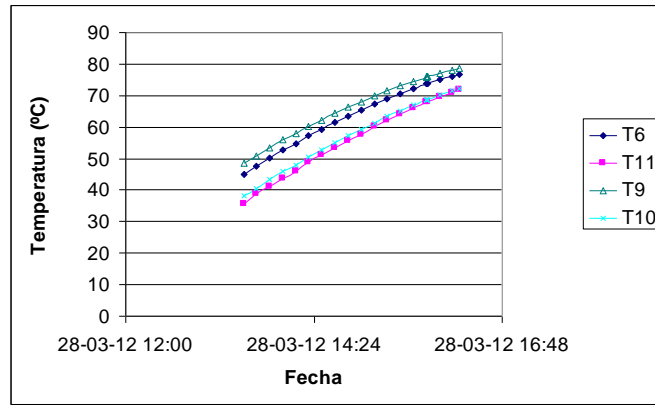


Figura 5-24. Ensayo 3. Temperaturas

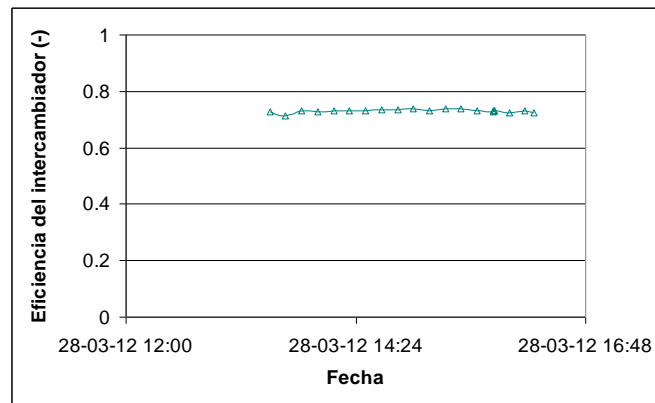


Figura 5-25. Ensayo 3. Eficiencia del intercambiador

	Hora	T6 (° C)	T11 (°C)	T9 (°C)	T10 (°C)	Eficiencia
Ensayo	14:30	59.3	51.1	62.3	52.9	73%
Software de selección	14:30	60.0	51.1	62.3	53.2	79%

Tabla 5-3. Comparación de temperaturas (modelo respecto a medido) y eficiencia del intercambiador. Ensayo03

5.3.2. Campo de captación.

Se realiza a continuación la caracterización del rendimiento de la captación solar a partir de datos experimentales, y se compara con el modelo teórico que se obtendría partiendo de la curva de rendimiento de los captadores y aplicando una serie de factores correctores.

La comparación se lleva a cabo en dos días diferentes en los que se fuerza una carga solar continua durante varias horas. Se expone la buena coincidencia entre modelo teórico y experimental. El proceso se completa con un análisis de propagación de incertidumbres.

Ensayo 4.

Este ensayo se lleva a cabo el día 13 de septiembre, con la instalación conectada en modo refrigeración. Se definen los flujos de energía implicados, Figura 5-26, donde [1] representa la

energía solar incidente en captadores [2] la energía captada en primario (incluye una pequeña parte de pérdidas térmicas en tuberías) y [3] la energía aportada al depósito de acumulación procedente de la captación (por tanto sufre el efecto de pérdidas térmicas en tuberías, así como del intercambiador).

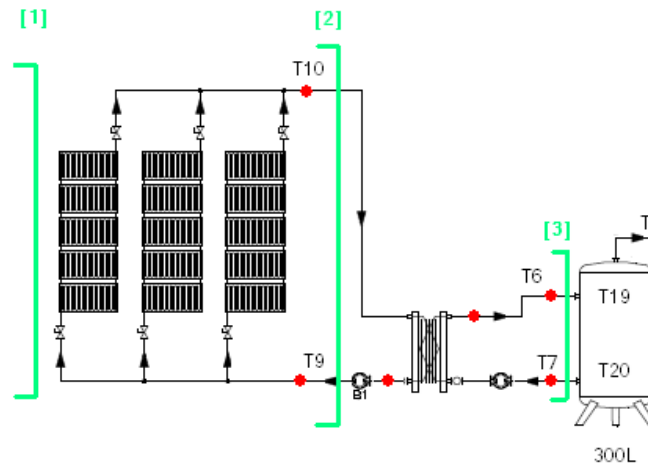


Figura 5-26. Detalle de los flujos de energía implicados en el análisis

La variación de temperaturas y flujos de energía durante el día de ensayo se muestran respectivamente en la Figura 5-27 y Figura 5-28. El ensayo se realiza aún con el intercambiador en equicorriente y con un 40 % de volumen de propilenglicol en el circuito primario. El caudal de primario es de 1.80 m³/h y el de secundario de 2.06 m³/h.

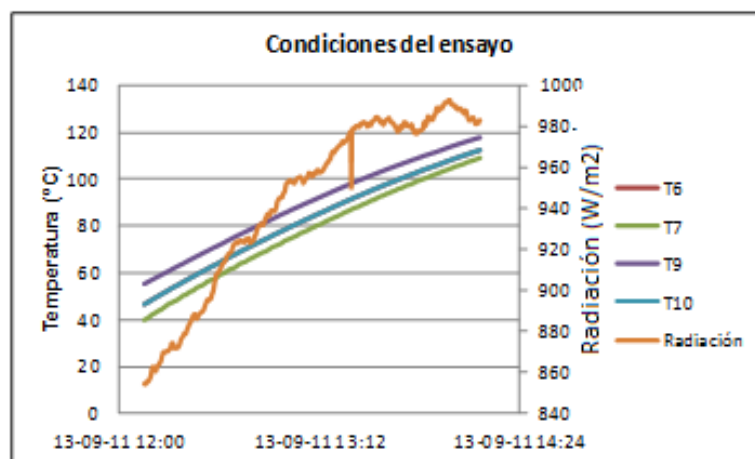


Figura 5-27. Temperaturas implicadas y radiación solar incidente en captadores (representada en el eje secundario en W/m²). Ensayo 4

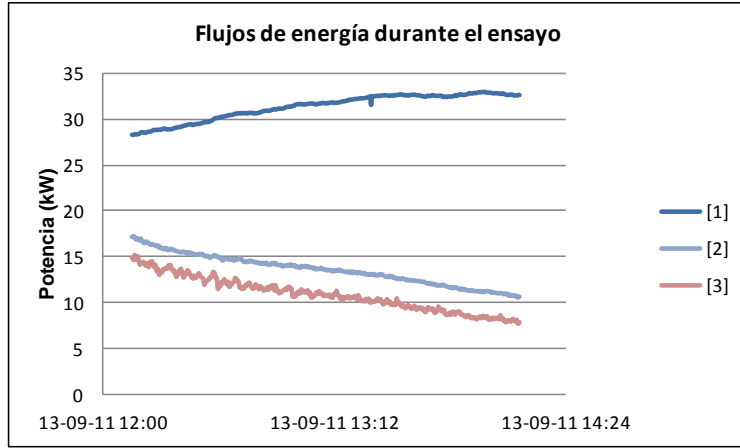


Figura 5-28. Flujos de energía. Ensayo 4

Para obtener los valores del modelo experimental se calculan dos valores de eficiencia, η_{primario} y η_{global} para cada instante de tiempo monitorizado. En este cálculo se ha tenido en cuenta la variación de densidad y calor específico de los fluidos implicados con las temperaturas de trabajo.

$$\eta_{\text{prim}} = \frac{[2]}{[1]} = \frac{\dot{m}_{\text{prim}} C p_{\text{prim}} (T_9 - T_{10})}{A_{\text{cap}} I_t}$$

$$\eta_{\text{global}} = \frac{[3]}{[1]} = \frac{\dot{m}_{\text{sec}} C p_{\text{sec}} (T_6 - T_7)}{A_{\text{cap}} I_t}$$

Para obtener el modelo teórico con el que comparar, se parte de la curva de rendimiento del captador solar sobre el que se aplican diferentes correcciones detalladas a continuación (más información de las correcciones en [70]).

La curva de rendimiento del captador utilizado se rige por la normativa UNE 12975 [78], en función de la temperatura media del fluido en los captadores:

$$\eta = 0.78 - 3.243 \frac{T_{fm} - T_a}{I_t} - 0.012 \cdot I_t \left(\frac{T_{fm} - T_a}{I_t} \right)^2$$

El primer paso consiste en convertir la expresión cuadrática en una expresión lineal, Figura 5-29, (suponiendo radiación incidente de 900 W/m², para poder aplicarle las correcciones pertinentes):

$$\eta = 0.808 - 4.647 \frac{T_{fm} - T_a}{I_t} = F_R' (\tau \alpha) - F_R' U_L' \frac{T_{fm} - T_a}{I_t}$$

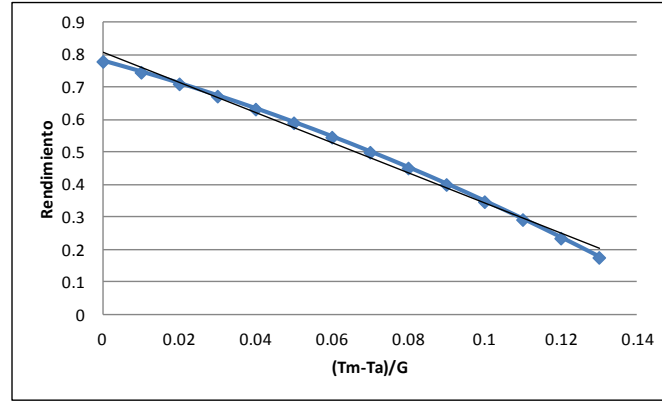


Figura 5-29. Linealización de la curva de rendimiento de captadores

Posteriormente se llevan a cabo las diferentes correcciones.

- Corrección en función de la temperatura de entrada en lugar de la temperatura media

$$\eta = F_R(\tau\alpha) - F_R U_L \frac{T_{if} - T_a}{I_t} = 0.777 - 4.466 \frac{T_{if} - T_a}{I_t}$$

donde:

$$F_R(\tau\alpha) = F_R'(\tau\alpha) \cdot \left(\frac{1}{1 + \frac{A_{cap} \cdot F_R' \cdot U_L}{2 \cdot \dot{m}_{test} \cdot Cp_{test}}} \right)$$

$$F_R \cdot U_L = F_R' \cdot U_L' \cdot \left(\frac{1}{1 + \frac{A_{cap} \cdot F_R' \cdot U_L'}{2 \cdot \dot{m}_{test} \cdot Cp_{test}}} \right)$$

- Corrección por diferente caudal de fluido a través de captadores

Las curvas de fabricante están obtenidas para un caudal concreto de agua (en el caso del captador utilizado en la instalación experimental, es 110 litros). Es por tanto preciso corregir los parámetros cuando el caudal o la capacidad térmica del fluido utilizado sean diferentes.

$$r = \frac{\dot{m}_{prim} \cdot Cp_{prim} \cdot \left(1 - e^{\frac{-A_{cap} \cdot F' \cdot U_L}{\dot{m}_{prim} \cdot Cp_{prim}}} \right) \Big|_{uso}}{\dot{m}_{test} \cdot Cp_{test} \cdot \left(1 - e^{\frac{-A_{cap} \cdot F' \cdot U_L}{\dot{m}_{test} \cdot Cp_{test}}} \right) \Big|_{test}}$$

donde

$$F_R \cdot U_L = \frac{-\dot{m}_{test} \cdot Cp_{test}}{A} \ln \left(1 - \frac{F_R \cdot U_L}{\dot{m}_{test} \cdot Cp_{test}} \right)$$

$$(F_R \cdot U_L)_{real} = r \cdot (F_R \cdot U_L)_{test}$$

$$(F_R \cdot (\tau\alpha))_{real} = r \cdot (F_R \cdot (\tau\alpha))_{test}$$

Esta corrección es imperceptible en el caso analizado, ya que aunque la capacidad calorífica del fluido es aproximadamente un 10 % inferior, el caudal másico es aproximadamente un 10% superior.

- Corrección por ángulo de incidencia

Los datos de ensayo se proporcionan a incidencia normal. Sin embargo, el producto transmitancia absortancia depende del ángulo de incidencia. Se aplica una corrección de valor 0.96.

$$(F_R \cdot (\tau\alpha))_{real}' = 0.96 \cdot (F_R \cdot (\tau\alpha))_{real}$$

- Corrección por pérdidas térmicas en primario

El rendimiento global de captación también está influenciado por las pérdidas térmicas en las tuberías. Para tener en cuenta este efecto se ha de aplicar la siguiente expresión, que supone una bajada tanto de la ordenada en el origen de la curva de rendimiento, como de la pendiente.

$$F_R^* (\tau\alpha)^* = \frac{(F_R \cdot (\tau\alpha))_{real}'}{1 + \frac{U_{tub prim} \cdot A_{tub prim s}}{\dot{m}_{prim} \cdot Cp_{prim}}}$$

$$F_R^* U_L^* = (F_R \cdot U_L)_{real}' \cdot \frac{1 - \frac{U_{tub prim} \cdot A_{tub prim e}}{\dot{m}_{prim} \cdot Cp_{prim}} + \frac{U_{tub prim} \cdot (A_{tub prim e} + A_{tub prim s})}{A_{cap} \cdot (F_R \cdot U_L)_{real}'}}{1 + \frac{U_{tub prim} \cdot A_{tub prim e}}{\dot{m}_{prim} \cdot Cp_{prim}}}$$

Aplicadas todas las anteriores correcciones se llega a la expresión a comparar con la curva de rendimiento experimental η_{prim} , Figura 5-30.

- Corrección por el efecto del intercambiador

Esta corrección afecta de manera significativa. La configuración del intercambiador es en equicorriente, con un valor medio de eficiencia de valor 0.44.

$$\dot{m}_{prim} = 1.80 \text{ m}^3/h$$

$$\dot{m}_{sec} = 2.06 \text{ m}^3/h$$

$$F_R^{**} = \frac{F_R^*}{1 + \left(\frac{A_{cap} \cdot F_R^* \cdot U_L^*}{\dot{m}_{prim} \cdot Cp_{prim}} \right) \left(\frac{\dot{m}_{prim} \cdot Cp_{prim}}{\varepsilon \cdot (\dot{m}_{sec} \cdot Cp_{sec})} - 1 \right)}$$

- Corrección por pérdidas térmicas en secundario solar

Se aplica de manera equivalente a la corrección por pérdidas en primario, pero teniendo en cuenta que los parámetros de pérdidas y superficie de las tuberías específicas, así como el valor de caudal y calor específico del fluido de secundario.

Aplicando estas dos últimas correcciones junto a todas las anteriores, se llega a la expresión que ha de compararse con la curva de rendimiento experimental η_{global} , Figura 5-31, Tabla 5-4.

Modelo teórico	Modelo experimental
$\eta_{prim} = 0.776 - 4.464 \frac{(T_{fi} - T_a)}{I_t}$	$\eta_{prim} = 0.722 - 4.687 \frac{(T_{fi} - T_a)}{I_t}$
$\eta_{global} = 0.677 - 4.168 \frac{(T_{fi} - T_a)}{I_t}$	$\eta_{global} = 0.6458 - 4.8182 \frac{(T_{fi} - T_a)}{I_t}$

Tabla 5-4. Comparación curvas de rendimiento de la captación (modelo teórico y experimental)

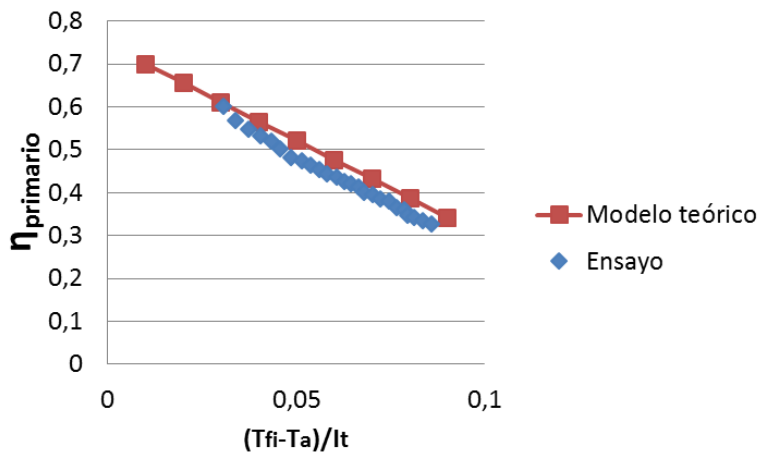


Figura 5-30. Curva de rendimiento primario. Comparación entre modelo y ensayo

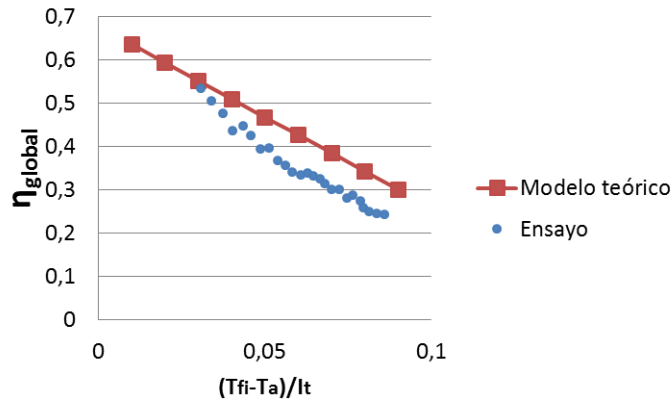


Figura 5-31. Curva de rendimiento global. Comparación entre modelo y ensayo

Se observa una sobreestimación del rendimiento del modelo teórico frente al experimental en la Figura 5-30 y Figura 5-31. Las diferencias encontradas están dentro del margen de error que se deduce de un análisis de propagación de incertidumbres, como se comprueba a continuación.

$$\eta_{global} = \frac{\dot{m}_{sec} \cdot C_{p_{sec}} \cdot (T_6 - T_7)}{A_{cap} \cdot I_t}$$

$$\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} = 0.1$$

$$\frac{\Delta I_t}{I_t} = 0.1$$

$$\Delta T_f = 0.15 + 0.002 \cdot T_f$$

$$\Delta T_a = 0.5$$

El análisis de propagación de incertidumbres se calcula según el método propuesto por el NIST [95], a través del software EES [96]. A continuación se muestra el detalle del análisis para un punto concreto de funcionamiento el día 13 de septiembre a las 12:40h (Tabla 5-5 y Tabla 5-6).

$\eta_{global \text{ experimental}} = \frac{\dot{m}_{sec} \cdot C_{p_{sec}} \cdot (T_6 - T_7)}{A_{cap} \cdot I_t}$		
Hipótesis: $T_6 = 66.77 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_7 = 61.65 \text{ }^\circ\text{C}$, $I_t = 918.3 \text{ W/m}^2$		
Otros datos: $C_p = 4183 \text{ J/kg/K}$, $A_c \text{ de } 2.205 \times 15 \text{ m}^2$		
$\eta_{global} = 0.3957 \pm 0.0637 [-]$	Derivada parcial	% de incertidumbre
$I_t = 918.3 \pm 91.8 \text{ [W/m}^2\text{]}$	-0.000431	38.59%
$m = 2.06 \text{ [m}^3\text{/h]} = 0.5612 \text{ [kg/s]}$	0.7052	38.59%
$T_6 = 66.77 \pm 0.28 \text{ [}^\circ\text{C]}$	0.07729	11.83%
$T_7 = 61.65 \pm 0.27 \text{ [}^\circ\text{C]}$	-0.07729	10.99%

Tabla 5-5. Análisis de incertidumbres $\eta_{global \text{ experimental}}$. Ensayo 4

$\eta_{global \text{ teórico}} = 0.677 - 4.168 \frac{(T_{fi} - T_a)}{I_t}$		
Hipótesis: $T_a = 29.82 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{fi} = T_6 = 66.77 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_7 = 61.65 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $I_t = 918.3 \text{ W/m}^2$		
$\eta_{global} = 0.5093 \pm 0.0170 [-]$	Derivada parcial	% de incertidumbre
$I_t = 918.3 \pm 91.8 \text{ [W/m}^2\text{]}$	0.0001826	97.64%
$T_{fi} = 66.77 \pm 0.28 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	-0.004539	0.55%
$T_a = 29.81 \pm 0.5 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	0.004539	1.79%

Tabla 5-6. Análisis de incertidumbres η_{global} teórico. Ensayo 4

$$\eta_{global \text{ experimental}} \in (0.332 - 0.495)$$

$$\eta_{global \text{ teórico}} \in (0.492 - 0.526)$$

Otros factores que pueden explicar las diferencias son:

- Posible disminución del rendimiento de captadores por suciedad.
- Incertidumbre del % de propilenglicol real de la instalación, debido a ciertos procesos de descarga parcial del circuito y llenado del mismo sin vaciado completo.
- Posible desviación del ángulo del sensor de radiación respecto al ángulo de inclinación de captadores solares.
- Análisis de datos experimentales en régimen transitorio.
- Las sondas de temperatura por inmersión están colocadas dentro de una vaina y con pasta de contacto. Esto podría suponer ciertas diferencias entre la temperatura real del fluido y la medida.
- Distribución de caudal no homogénea entre captadores

Algunos de estos posibles focos de error se anulan en el siguiente ensayo, el cual permite obtener un ajuste significativamente mejor.

Ensayo 5.

Este ensayo se lleva a cabo el día 28 de marzo, con la instalación conectada en modo calefacción. El ensayo se realiza con el intercambiador en contracorriente y con agua pura en el circuito primario. El caudal del circuito primario es de 1.92 m³/h y el de secundario de 1.93 m³/h. En estas condiciones, la eficiencia del intercambiador se eleva al 72 %.

Se definen los flujos de energía representados en la Figura 5-2, donde [1] representa la energía solar incidente en captadores, [2] la energía captada en primario (incluye una pequeña parte de pérdidas térmicas en tuberías) y [3] la energía aportada a los depósitos de acumulación de agua caliente. Hay que tener en cuenta que ahora la definición es ligeramente diferente al caso

anterior por la diferente conexión en modo calefacción frente a la conexión en modo refrigeración.

$$\eta_{global} = \frac{[3]}{[1]} = \frac{\dot{m}_{sec} C_{p_{sec}} (T_6 - T_{11})}{A_{cap} I_t}$$

La variación de temperaturas y flujos de energía durante el día de ensayo se muestra en la Figura 5-32 y la Figura 5-33.

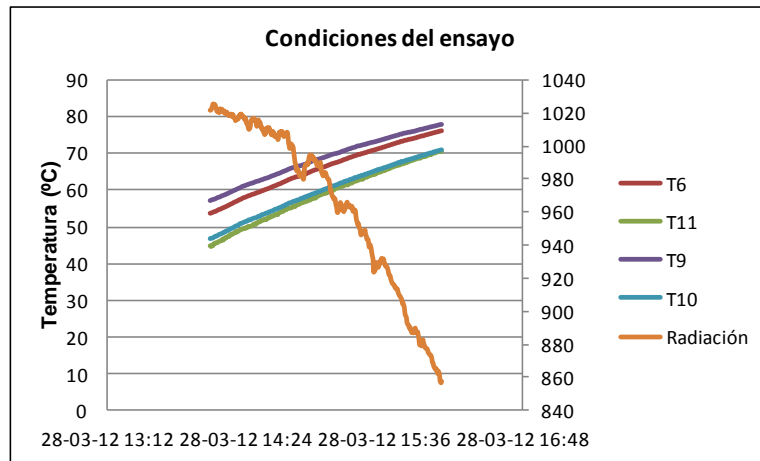


Figura 5-32. Temperaturas implicadas y radiación solar incidente en captadores (representada en el eje secundario en W/m²). Ensayo 5

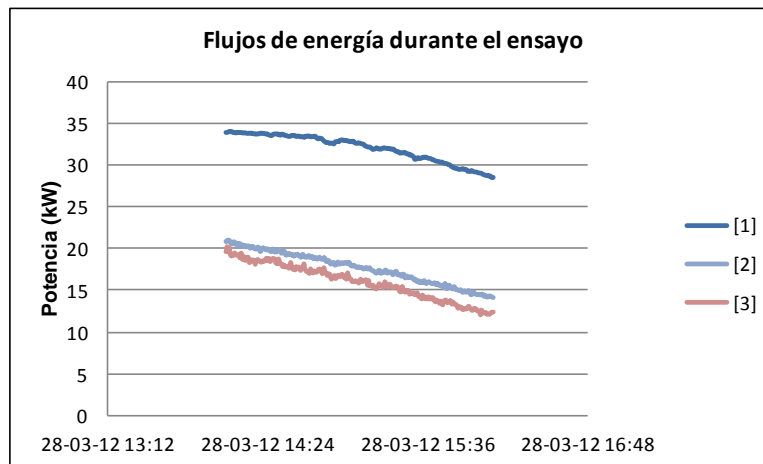


Figura 5-33. Flujos de energía. Ensayo 5

La curva experimental se compara con la que obtendríamos de un modelo teórico con las correcciones previamente mostradas en el ensayo 4. El resultado es prácticamente coincidente (Figura 5-34 - Figura 5-35).

La comparación entre ambos modelos es muy buena como se observa a continuación.

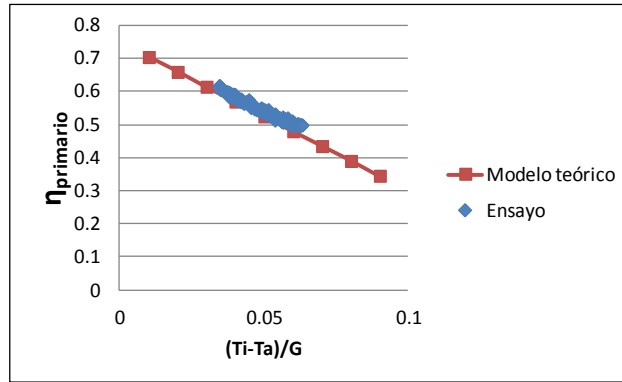


Figura 5-34. Curva de rendimiento primario. Comparación entre modelo y ensayo

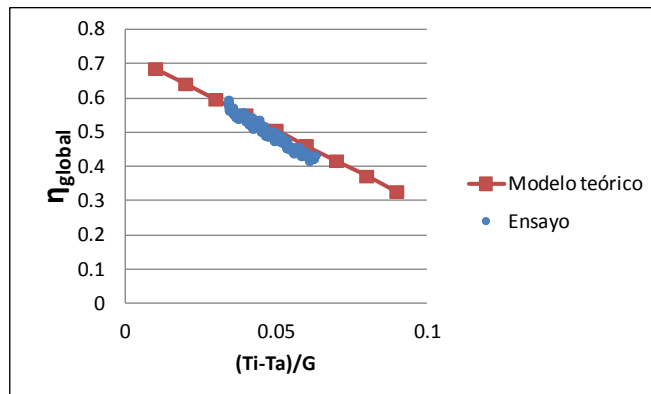


Figura 5-35. Curva de rendimiento global. Comparación entre modelo y ensayo

A continuación se muestra el detalle del análisis de propagación de incertidumbres para un punto concreto de funcionamiento (día 28 de marzo a las 12:40h), Tabla 5-7 y Tabla 5-8. Se considera sólo un 5 % de incertidumbre en la medida de radiación solar respecto al análisis anterior donde se utilizó un 10 %. También se puede consultar la gráfica con ambos resultados, e indicando el margen de error en el caso experimental.

$\eta_{global \text{ experimental}} = \frac{\dot{m}_{sec} \cdot C_{p_{sec}} \cdot (T_6 - T_{11})}{A_{cap} \cdot I_t}$		
$T_6 = 59.32 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_7 = 51.14$ $I_t = 1014.3 \text{ W/m}^2$ Otros datos: $C_p = 4183 \text{ J/kg/K}$, A_c de $2.205 \times 15 \text{ m}^2$		
$\eta_{global} = 0.5931 \pm 0.0656 [-]$	Derivada parcial	% de incertidumbre
$I_t = 1014.3 \pm 50.7 \text{ [W/m}^2]$	-0.0005315	16.87%
$\dot{m}_{sec} = 0.5286 \pm 0.0529 \text{ [kg/s]}$	1.02	67.49%
$T_6 = 59.32 \pm 0.273 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	0.06591	7.53%
$T_{11} = 51.14 \pm 0.284 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	-0.06591	8.11%

Tabla 5-7. Análisis de incertidumbres η_{global} experimental. Ensayo 5

$\eta_{global \text{ teorico}} = 0.7305 - 4.4923 \frac{(T_{fi} - T_a)}{I_t}$		
Hipótesis: $T_a = 21.84^\circ\text{C}$, $T_{fi} = T_6 = 59.32^\circ\text{C}$, $T_{11} = 51.14$, $I_t = 1014.3 \text{ W/m}^2$		
$\eta_{global} = 0.5645 \pm 0.0086 [-]$	Derivada parcial	% de incertidumbre
$I_t = 1014.3 \pm 101.4 [\text{W/m}^2]$	0.0001637	91.54%
$T_{if} = 59.32 \pm 0.273 [^\circ\text{C}]$	-0.004429	1.95%
$T_a = 21.84 \pm 0.5 [^\circ\text{C}]$	0.004429	16.52%

Tabla 5-8. Análisis de incertidumbres η_{global} teórico. Ensayo 5

$$\eta_{global \text{ experimental}} \in (0.528 - 0.659)$$

$$\eta_{global \text{ teórico}} \in (0.556 - 0.573)$$

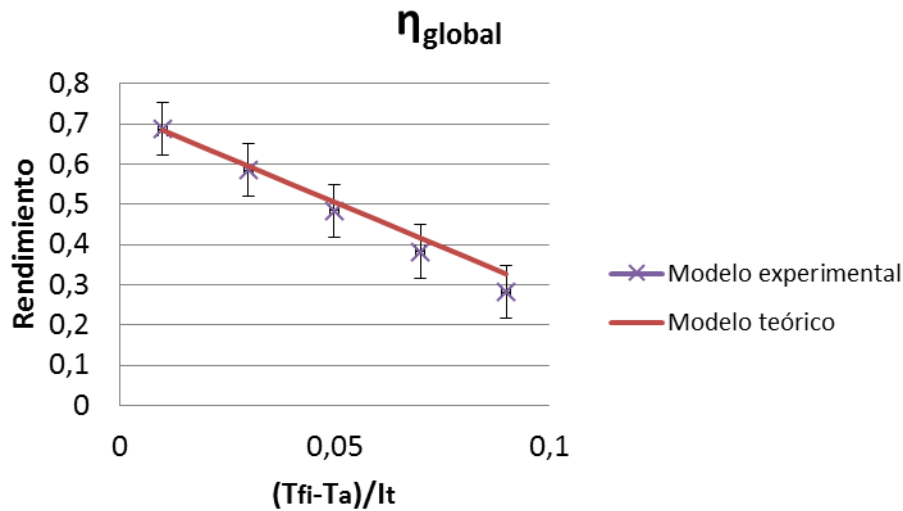


Figura 5-36. Comparación entre modelo teórico y experimental con incertidumbres

5.3.3. Depósito de acumulación de agua caliente

En este apartado se van a exponer las características específicas del depósito de acumulación, así como el análisis del comportamiento real del mismo. Ver Figura 5-37.

Se considera despreciable el coeficiente de convección interior, al igual que la resistencia térmica del material del depósito debido a la alta conductividad del mismo. Estas mismas simplificaciones se hacen en la Guía del IDAE [102].

El aislamiento del depósito es de 65 mm de poliuretano rígido, con una conductividad térmica de 0.026 W/m/K . Pero este valor depende del gas espumante utilizado en la fabricación, de la temperatura y además es particularmente sensible al envejecimiento. La conductividad puede variar entre 0.02 W/m/K hasta valores cercanos a 0.04 W/m/K [99]. De manera que se estudia

también el valor de coeficiente de transferencia del depósito para una conductividad térmica de 0.04 W/m/K .

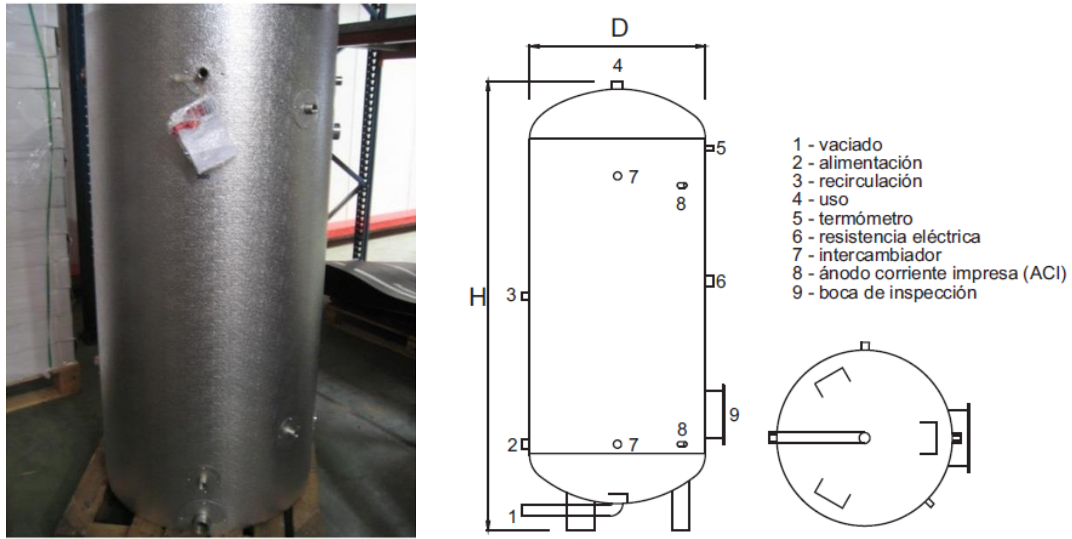


Figura 5-37. Detalles del depósito para agua caliente de 300L

El coeficiente de convección exterior viene marcado en función del régimen de circulación del aire sobre el depósito. Concretamente depende de dos parámetros, la velocidad del aire v y el diámetro exterior del depósito D [102].

- Régimen laminar si $v \cdot D_{ext} \leq 0.00855 \text{ m}^2/\text{s}$

$$hc_{ext} \leq \frac{0.0081}{D_{ext}} + 3.14 \sqrt{\frac{v}{D_{ext}}}$$

- Régimen turbulento si $v \cdot D_{ext} > 0.00855 \text{ m}^2/\text{s}$

$$hc_{ext} \leq 8.09 \frac{v^{0.9}}{D_{ext}^{0.1}}$$

En este caso, para velocidades de aire bajas, de valor 0.015 m/s ya se estaría en régimen turbulento. Y el coeficiente convectivo depende de esta velocidad (ver Figura 5-38)

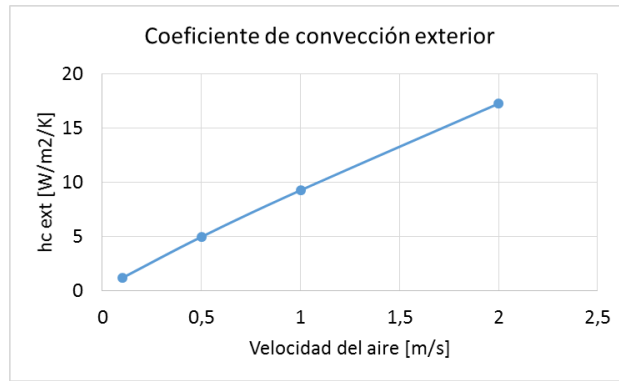


Figura 5-38. Coeficiente de convección exterior en función de la velocidad de aire

Con estos valores se calcula un rango en el que podría estar el coeficiente de pérdidas del depósito en función de la velocidad de aire exterior, y la conductividad del aislamiento (Figura 5-39).

$$U \cdot A = \frac{H}{\frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k} + \frac{1}{\pi \cdot D_{ext} \cdot h_{conv}}}$$

$$H = 1.46 \text{ m}$$

$$D_{ext} = 0.6$$

$$D_{int} = 0.55$$

$$UA \in (0.9 - 1.7)$$

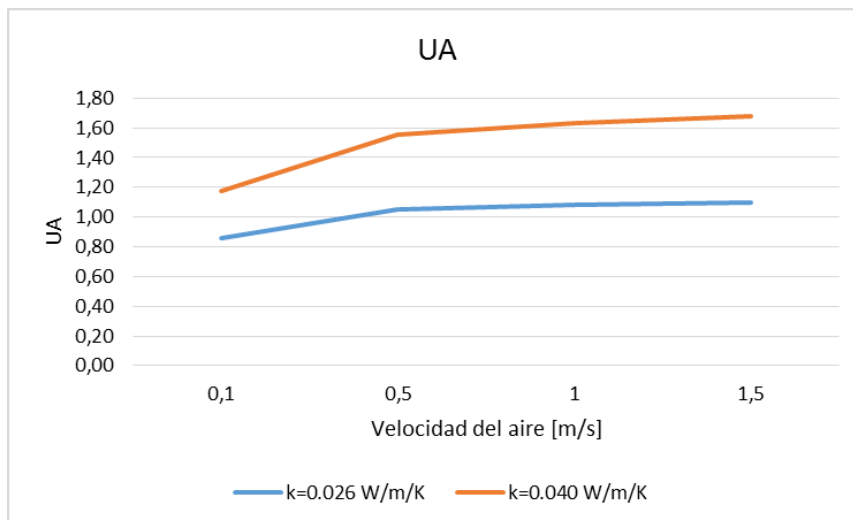


Figura 5-39. Coeficiente de convección exterior en función de la velocidad de aire y la conductividad del aislante

En este estudio se pretende:

- Comparar los datos de ensayo con modelos teóricos de pérdidas térmicas en depósitos
- Evaluar diferentes efectos que pueden añadir pérdidas térmicas innecesarias que contribuyen a un detrimento del comportamiento global de la instalación

5.3.3.1. Caracterización inicial depósito caliente

Caso 1 de caracterización:

Se realiza la caracterización a partir de los datos medidos la madrugada del 28 de junio. El día anterior el sistema solar se encuentra en funcionamiento. Su parada se produce por la tarde. En ese momento el depósito caliente tiene una temperatura media de aproximadamente 82 °C y una pequeña estratificación de 5 °C; y el depósito frío una temperatura muy homogénea de valor 14.5 °C. A partir de la parada, el depósito está sometido exclusivamente a pérdidas térmicas. En la Figura 5-40 se observa el seguimiento la temperatura interior del depósito caliente (de T19 y T20 para la parte superior e inferior respectivamente). También se puede ver la temperatura interior del depósito frío (de T21 y T22 para la parte superior e inferior respectivamente).

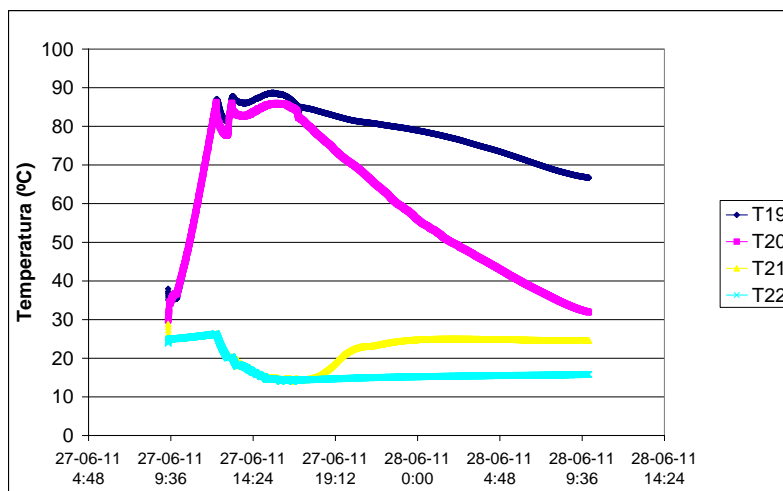


Figura 5-40. Evolución de las temperaturas de ambos depósitos durante un día de funcionamiento normal y posterior parada nocturna

La caracterización del depósito se hace en un periodo donde el depósito está sometido exclusivamente a pérdidas térmicas. Concretamente se selecciona el periodo que va desde las 4:30 a las 6:30 de la madrugada. La evolución de este periodo se muestra con más detalle en la Figura 5-41, junto a la media de las temperaturas del depósito caliente como representativa de la temperatura media del depósito así como la temperatura ambiente.

$$\rho \cdot V \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} = U \cdot A \cdot (T_a - T_{dep})$$

$$\rho = 998 \text{ kg/m}^3$$

$$V = 0.3 \text{ m}^3$$

$$T_a = 20.3 \text{ °C}$$

$$T_{depini} = 58.8 \text{ °C}$$

$$T_{depfin} = 52.9 \text{ °C (después de } t = 10800 \text{ s)}$$

$$U \cdot A = 19.0 \text{ W/K}$$

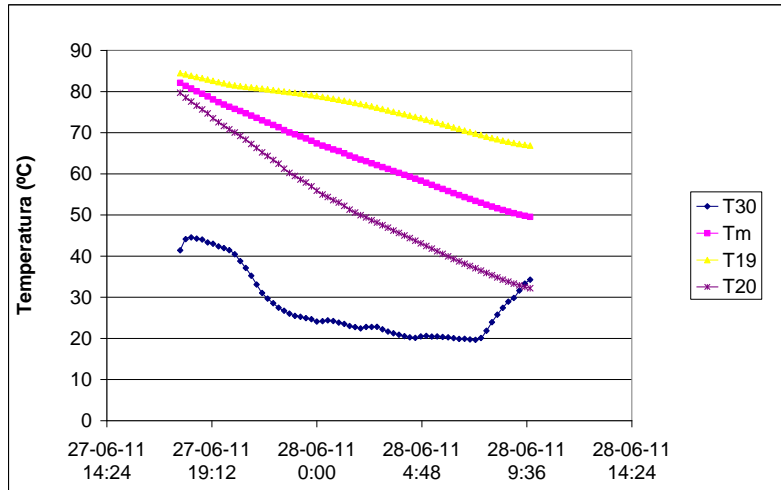


Figura 5-41. Detalle de la evolución libre de la temperatura del depósito caliente durante la parada (28 de junio)

Este valor es significativamente mayor del calculado inicialmente. Por tanto se exploran a continuación diferentes casos de caracterización que tienen en cuenta otros periodos de tiempo o actuaciones concretas de mejora para subsanar ciertas deficiencias localizadas que influyen incrementando las pérdidas térmicas en los depósitos de acumulación.

Caso 2 de caracterización:

Se realiza la misma caracterización en el mismo día que la anterior, pero considerando un periodo de tiempo más amplio, desde las 00:00 a las 6:30.

La temperatura media del depósito (calculada de manera aproximada como la media entre la temperatura de la parte superior y la de la parte inferior) varía desde 67.4 °C a 54.8 °C, y la temperatura ambiente media es de 21.9 °C.

$$U \cdot A = 17.8 \text{ W/K}$$

Supone una desviación del 6.6 % respecto al valor calculado antes. Pero sigue siendo mucho mayor del valor teórico. A continuación se identifican ciertas causas que pueden explicar las diferencias. Para ello se realizan actuaciones concretas y se cuantifica una a una su influencia en el cálculo del coeficiente de pérdidas.

5.3.3.2. Caracterización de la inhibición de circulación natural

Durante la parada del sistema todo parece indicar que hay circulación natural a través de los circuitos a los que se conecta el depósito de agua caliente. Para comprobarlo, después de un día de funcionamiento normal del sistema solar, se produce la parada. Y en este caso se inhibe la circulación cerrando las válvulas de corte instaladas en todas las salidas y entradas de agua al depósito. Los datos analizados son del día 14 de septiembre, durante el periodo de tiempo entre las 00:00 y las 6:30.

La temperatura media del depósito varía desde 104.1 °C a 91.0 °C, con una temperatura media ambiente de 19.9 °C (Figura 5-42). Esto supone un ritmo de disminución de temperatura de 2 °C/h.

$$U \cdot A = 9.3 \text{ W/K}$$

Este valor es un 48 % menor que el anterior, a pesar de partir de un mayor nivel térmico en el depósito caliente y una temperatura exterior ligeramente inferior. En definitiva, esto permite corroborar la necesidad de forzar la inhibición de circulación en periodos de parada.

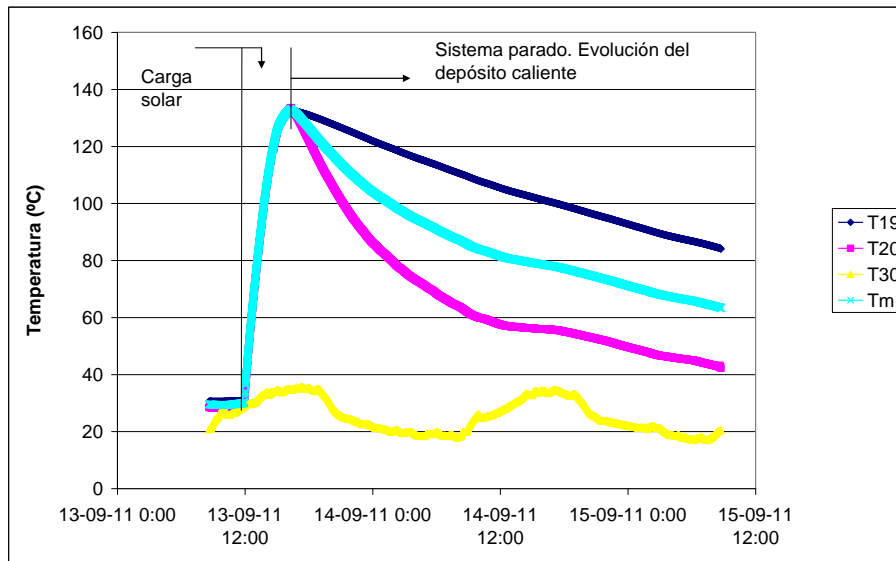


Figura 5-42. Evolución libre de la temperatura del depósito caliente con circulación natural impedida (14 – 15 de septiembre)

5.3.3.3. Caracterización de la mejora de aislamiento

Se observa también que aunque el depósito tiene un buen aislamiento lateral, no ocurre así con el aislamiento de la parte inferior del mismo. Esto no hubiese sido importante en caso de colocar directamente el depósito sobre el suelo, ya que el aislamiento lateral llegaba hasta los pies del mismo. Pero el depósito se colocó ligeramente elevado en una plataforma, por lo que este factor tuvo una influencia importante. El siguiente paso consistió por tanto en aislar la parte inferior del depósito y volver a repetir el ensayo para analizar su influencia.

La temperatura media del depósito desde las 00:00 a las 6:30 del día 1 de octubre sufre una variación desde 72.2 °C a 61.4 °C, con una temperatura media ambiente de 19.2 °C (Figura 5-43). Esto supone una variación de temperatura media del depósito de 1.7 °C/h.

$$U \cdot A = 12.2 \text{ W/K}$$

Este valor es un 24 % menor que el obtenido sin la mejora de aislamiento en la parte inferior del mismo.

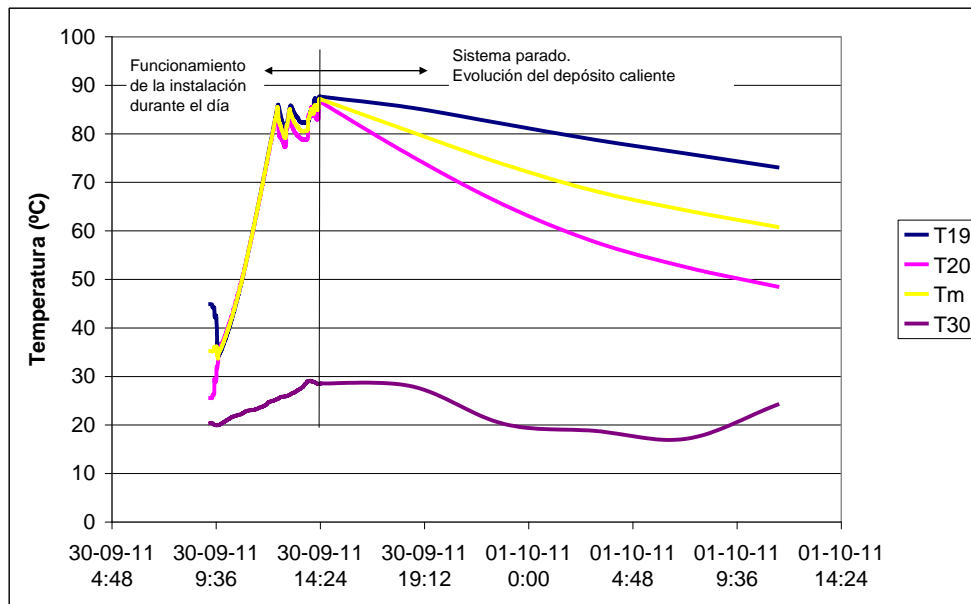


Figura 5-43. Evolución libre de la temperatura del depósito caliente con circulación natural impedita y añadiendo aislamiento en la parte inferior (1 de octubre)

5.3.3.4. Caracterización conjunta de mejoras

Se realiza un ensayo bloqueando la circulación natural y con el aislamiento mejorado del depósito. Se reduce también el efecto de los puentes térmicos en las conexiones de los depósitos para lo cual se utiliza aislamiento. Se analiza el comportamiento durante el día 12 de octubre de 00:00 a 6:30.

La temperatura media del depósito sufre una variación desde 81.1°C a 74.1°C, y la temperatura media ambiente es de 19.1°C (Figura 5-44). Esto supone una variación de temperatura media del depósito de 1.08°C/h.

$$U \cdot A = 6.5 \text{ W/K}$$

Este valor es un **16 % menor** que el determinado únicamente mejorando el aislamiento.

Aun así, este valor obtenido tras todas las mejoras sigue siendo aproximadamente 3.8 veces superior al máximo determinado inicialmente de manera teórica, lo cual será analizado en el siguiente apartado.

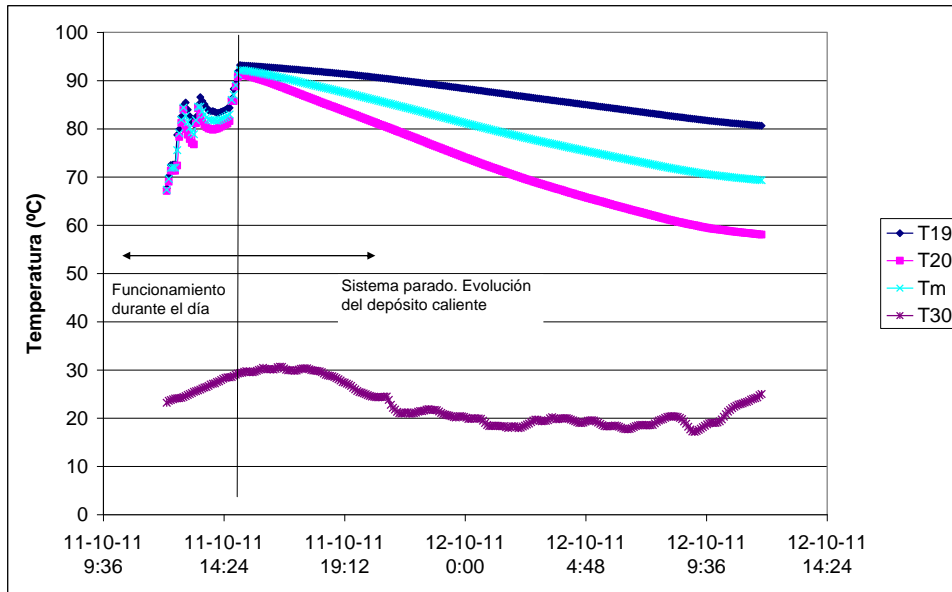


Figura 5-44. Evolución libre de la temperatura del depósito caliente con circulación natural impedida, añadiendo aislamiento en la parte inferior y aislando los puentes térmicos producidos en las conexiones (12 de octubre).

5.3.3.5. Otros factores que influyen en la desviación entre modelo teórico y datos experimentales

- Incertidumbre en la distribución de temperaturas en el depósito.

Hasta el momento se ha considerado en todos los análisis una distribución lineal de temperaturas en el depósito. En cambio, considerar una distribución cuadrática modifica de manera importante el resultado como se demuestra a continuación.

Este análisis se hace a partir de los datos del ensayo del apartado 5.3.3.4, del cual se resumen a continuación los valores de partida. La temperatura media calculada considerando una función lineal de distribución de temperaturas o cuadrática difiere en 3.0 °C y 4.3 °C (temperatura inicial y final respectivamente), Tabla 5-9. Y esto hace que el valor de coeficiente de transferencia U.A calculado difiera en un 21 % (Tabla 5-10).

Temperatura media inicial	Estimación lineal	$\overline{T}_{d1} = \frac{T19+T20}{2}$	$\overline{T}_{d1} = 81.13$
	Estimación cuadrática	$\overline{T}_{d1} = T20 + \frac{T19-T20}{3} H^2$	$\overline{T}_{d1} = 84.15$
Temperatura media final	Estimación lineal	$\overline{T}_{d2} = \frac{T19+T20}{2}$	$\overline{T}_{d2} = 74.07$
	Estimación cuadrática	$\overline{T}_{d2} = T20 + \frac{T19-T20}{3} H^2$	$\overline{T}_{d2} = 78.32$

Tabla 5-9. Temperaturas medias en función de la estimación de la distribución de temperaturas del depósito

Instante inicial:

T₁₉ = 88.32 °C, T₂₀ = 73.94 °C

Instante final:

T₁₉ = 84.15 °C, T₂₀ = 63.99 °C

Estimación lineal	$U \cdot A = 6.5 \text{ W/K}$
Estimación cuadrática	$U \cdot A = 5.1 \text{ W/K}$

Tabla 5-10. Estimación de coeficiente U.A en función de la estimación de la distribución de temperaturas del depósito

- Posible pérdida radiante incertidumbres en la determinación de ciertos parámetros del modelo teórico.

La pérdida radiante podría ser significativa por las noches debido al factor de visión de los depósitos al cielo y la temperatura del mismo (menor que la temperatura ambiente).

Si consideramos el cálculo del coeficiente radiante,

$$U \cdot A = \frac{H}{\frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k} + \frac{1}{\pi \cdot D_{ext} \cdot (hc_{ext} + hr_{ext})}}$$

$$hr_{ext} = 0.9 \cdot 5.67^{10} (TK_{ext \text{ dep}} + TK_a) (TK_{ext \text{ dep}}^2 + TK_a^2)$$

En el caso de una diferencia de temperaturas de 80 °C, se produciría un aumento de U.A teórico del 7 % (para un valor de conductividad de aislante de 0.04 W/m/K y una velocidad de aire de 0.5 m/s)

5.3.3.6. Resumen de la comparación modelo teórico y datos experimentales

El cálculo teórico inicial de pérdidas térmicas obtenido con datos experimentales se aleja mucho de lo previsto en el cálculo teórico a partir de datos constructivos del depósito. En base a las discrepancias se localizan y aíslan dos de los mecanismos fundamentales que lo propician (la circulación natural de agua en los circuitos a los que se conecta el depósito, así como una falta de aislamiento en la parte inferior del depósito por una colocación del mismo). Una vez impedidos ambos mecanismos se reduce la discrepancia con respecto a los datos teóricos, pero siguen siendo importantes. El coeficiente de transferencia obtenido de los datos experimentales sigue siendo aproximadamente 4 veces superior al del modelo. En base a ello, se analizan otros factores que pueden estar influyendo en las diferencias, como puede ser el perfil de estratificación considerado en el depósito.

Por último, destacan las altas temperaturas que se alcanzan en el recubrimiento exterior de aluminio del depósito de acumulación durante el día debido a la radiación solar incidente. Esto no influye en los cálculos ya que se ha determinado el factor de pérdidas en periodos nocturnos, pero si que tendrá influencia en la caracterización del depósito de agua fría.

5.3.4. Depósito de agua fría

Es un depósito de 1000 L de acero inoxidable con 85 mm de aislamiento de poliuretano rígido y un acabado en aluminio gofrado de 0.8mm. Tiene un diámetro interior de 950 mm y una altura de 1730 mm. El área total exterior del depósito es de aproximadamente 6.6 m². Está sometido a ganancias térmicas debido a que almacena agua fría (cuando la instalación está funcionando en modo refrigeración).

Se supone una conductividad de 0.026 W/m/K. Como se indicó al analizar el depósito de agua caliente, la conductividad puede variar desde 0.02 W/m/K hasta valores cercanos a 0.04 W/m/K [99]. De manera que se estudia también el valor de coeficiente de transferencia del depósito para una conductividad térmica de 0.04 W/m/K.

Se consideran las mismas hipótesis respecto al coeficiente convectivo exterior que en el caso del depósito de agua caliente (más detalle en el apartado 5.3.3).

Con estos valores se calcula un rango en el que podría estar el coeficiente de pérdidas del depósito en función de la velocidad de aire exterior, y la conductividad del aislamiento (Figura 5-45).

$$U \cdot A = \frac{H}{\frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k} + \frac{1}{\pi \cdot D_{ext} \cdot hc_{ext}}}$$

$$H = 1.73 \text{ m}$$

$$D_{ext} = 0.95 \text{ m}$$

$$D_{int} = 1.12 \text{ m}$$

$$U \cdot A \in 1.4 - 2.6$$

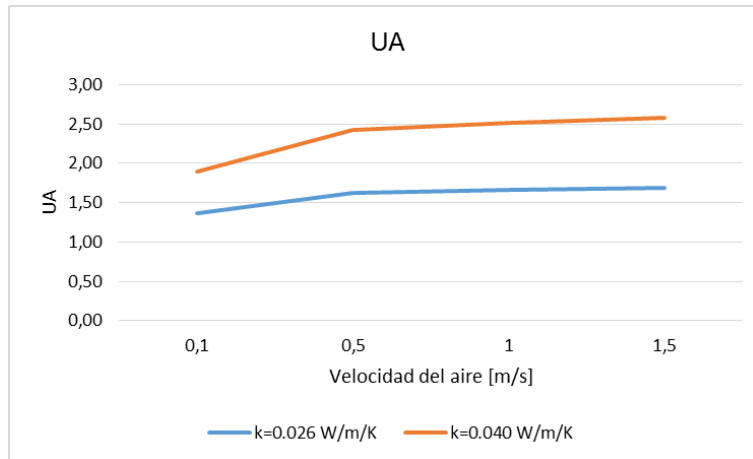


Figura 5-45. Coeficiente U.A en función de la velocidad de aire y la conductividad del aislante

5.3.4.1. Caracterización inicial depósito frío

A continuación se realiza el mismo proceso realizado anteriormente con el depósito de agua caliente.

Caso inicial. Depósito sin un correcto aislamiento de la parte inferior ni de las conexiones, y sin limitar la circulación natural. Evolución de temperaturas en Figura 5-46.

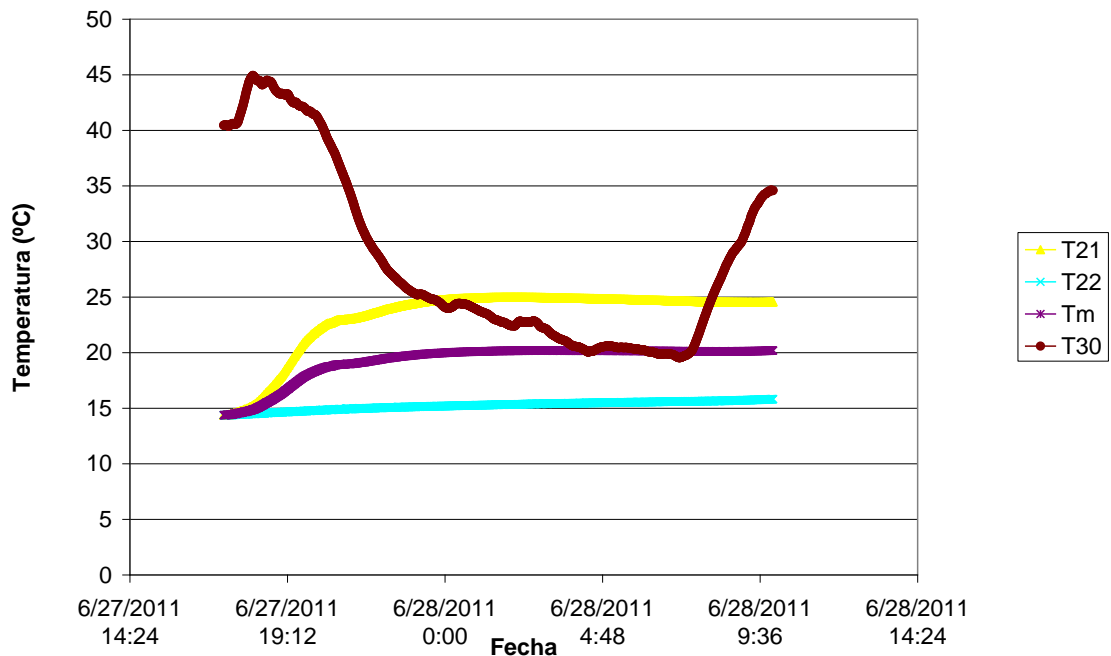


Figura 5-46. Evolución libre de la temperatura del depósito frío (28 de abril)

Caso final. Depósito con un correcto aislamiento de la parte inferior y de las conexiones, y bloqueada la circulación natural. Evolución de las temperaturas en Figura 5-47.

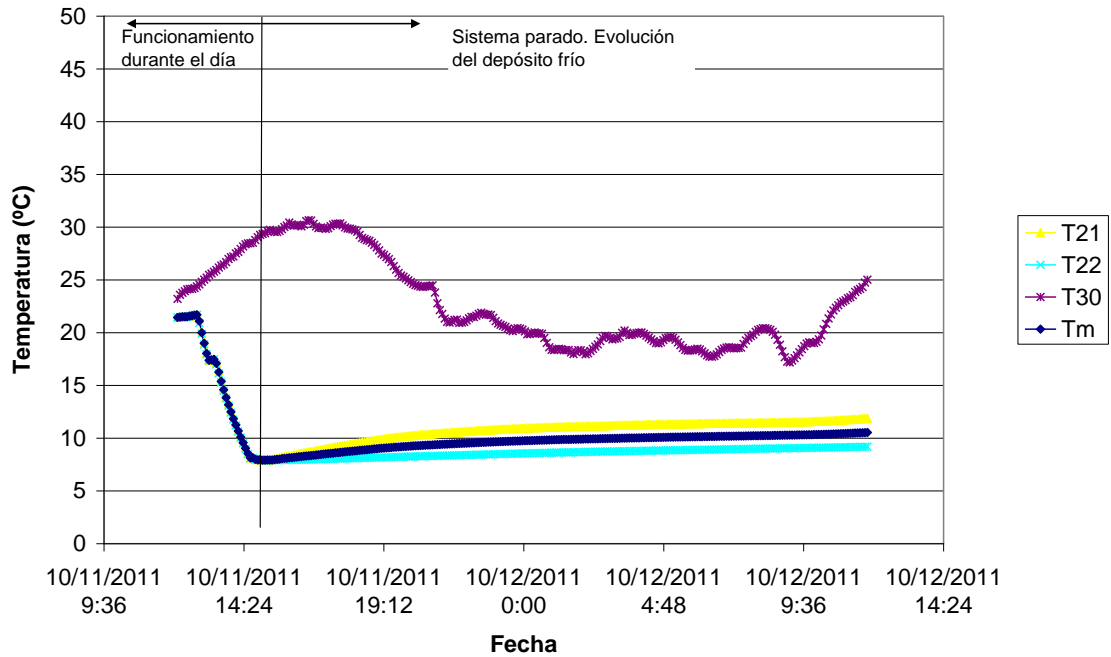


Figura 5-47. Evolución libre de la temperatura del depósito frío con circulación natural impedita (14 – 15 de septiembre)

En este segundo caso, con las mejoras implementadas (mejora de aislamiento e inhibición de circulación natural) se consigue:

$$U \cdot A = 7.4 \frac{\text{W}}{\text{m}}$$

Se observa que las mejoras permiten una disminución de ganancias térmicas muy significativa, y un cambio importante de comportamiento justo tras la parada del sistema. Pero aún así, el valor es aproximadamente 2.8 veces mayor que el teórico. A continuación se analizan algunas otras posibles explicaciones de la diferencia, algunas de las cuales coinciden con las expuestas anteriormente en el depósito de agua caliente son aplicables aquí.

5.3.5. Enfriadora de absorción

El equipo de absorción utilizado es un prototipo preindustrial [93], [94]. Las curvas de funcionamiento que describen el comportamiento del equipo están en función de las temperaturas de agua de refrigeración, de generación, de la temperatura de aire y de las revoluciones del ventilador. Los coeficientes específicos para el prototipo preindustrial utilizado según el método de la ecuación característica (según apartado 3.2.2) son deducidos en [16].

Teniendo en cuenta que el equipo es de disipación seca, las expresiones del método de la ecuación característica originales sufren un ligero cambio consistente en depender indirectamente de la temperatura del aire de entrada al sistema de disipación a través de la temperatura del y la frecuencia de giro del ventilador. Estas expresiones son:

$$Q_{eva} = -0.6415 \cdot T_{a+} + 0.0035 \cdot rev + 0.4360 \cdot T_{eva+} + 0.2730 \cdot T_{gen} - 1.7412$$

$$Q_{gen} = -0.8483 \cdot T_{a+} + 0.0047 \cdot rev + 0.4768 \cdot T_{eva+} + 0.4475 \cdot T_{gen} - 5.5139$$

$$Q_{ac} = -1.4898 \cdot T_{a+} + 0.0082 \cdot rev + 0.9129 \cdot T_{eva+} + 0.7206 \cdot T_{gen} - 7.2551$$

donde:

Q_{eva} (kW): Potencia de refrigeración

Q_{gen} (kW): Potencia de generación

Q_{ac} (kW): Potencia de disipación

T_{eva} (°C): Temperatura salida agua fría

T_{gen} (°C): Temperatura entrada agua generación

T_a (°C): Temperatura del aire del foco de disipación

Esta curva de funcionamiento (modelo 1) ha sido obtenida para un caudal fijo de agua de generación y de evaporación. Pero la instalación real finalmente tiene unos valores de caudal ligeramente diferentes. Es por ello que con los datos experimentales de varios días de funcionamiento (en periodos con temperaturas de funcionamiento relativamente estables) se plantea la modificación de los parámetros de la curva de partida (modelo 2).

La comparación entre modelos se presenta en la Figura 5-48. Se observa que el modelo 1 (aunque los caudales reales son ligeramente diferentes a los de partida) es relativamente bueno, y se ajusta a los valores obtenidos en la instalación prototipo. Pero el modelo 2 se ajusta de manera más precisa para los caudales reales con los que funciona el equipo.

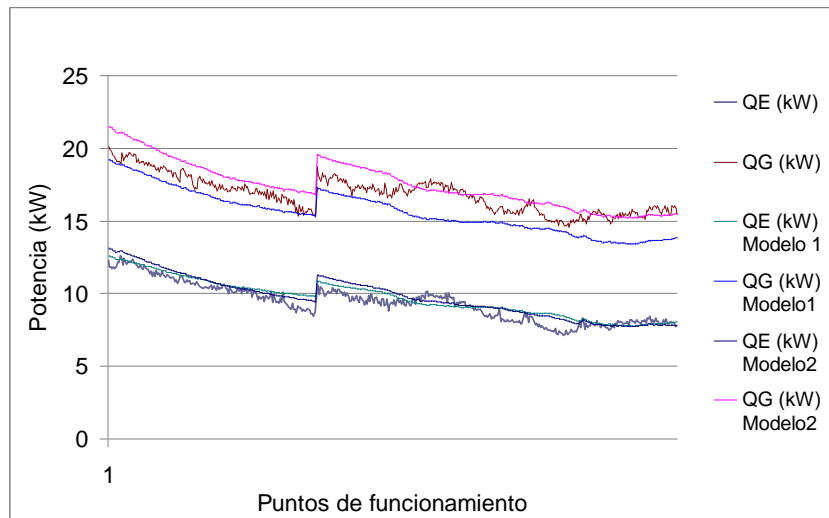
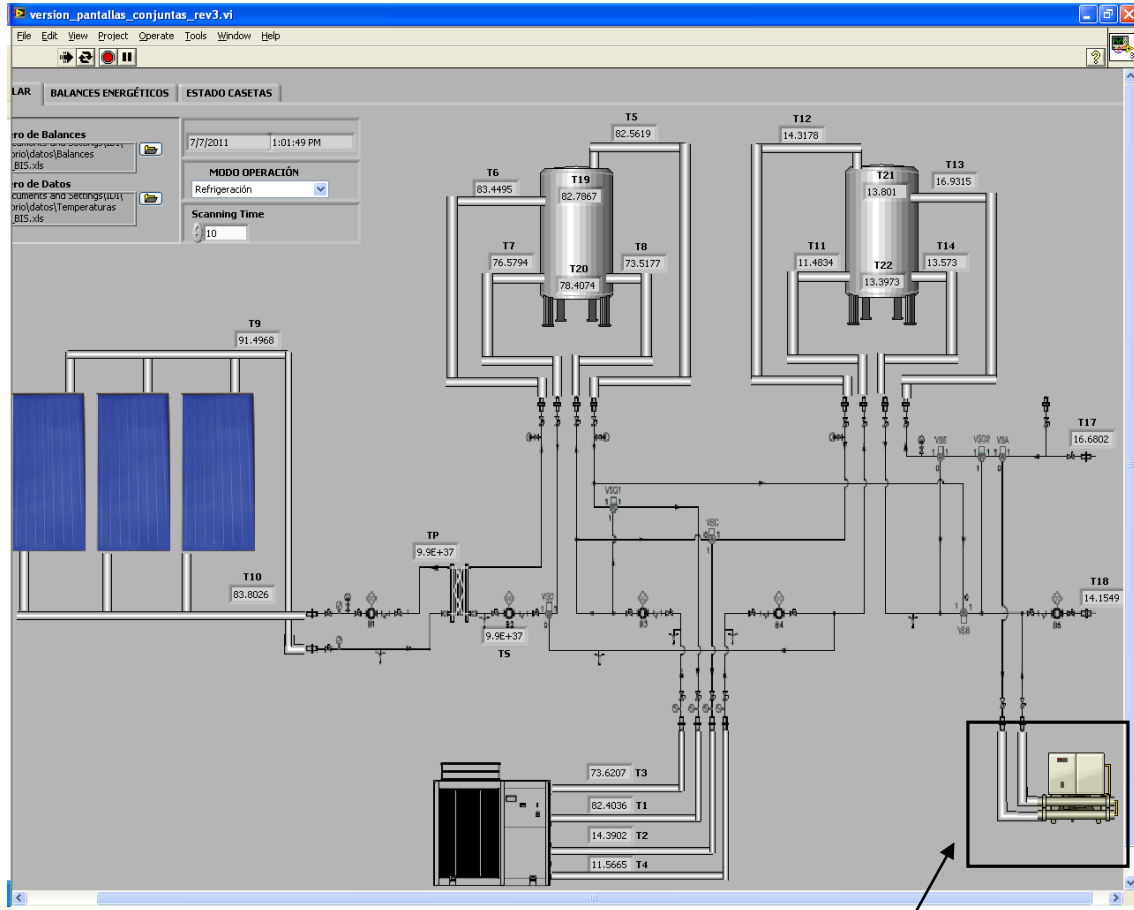


Figura 5-48. Equipo de absorción. Comparación ENSAYO-MODELOS. Puntos de funcionamiento de dos periodos de funcionamiento durante el día 5 de julio de 2011 (de 12:35 a 13:15, y de 13:38 a 14:45)

5.4. Descripción de varios días de funcionamiento

En este apartado se muestra el funcionamiento de la instalación en varios días concretos, tanto de refrigeración como de calefacción. La nomenclatura de temperaturas utilizada en la adquisición de datos para entender los resultados (Figura 5-49). Un día concreto de funcionamiento fue también analizado y publicado previamente [100].



Sistema auxiliar (no está en uso en la instalación analizada aquí)

Figura 5-49. Nomenclatura de temperaturas de la instalación

También se hará referencia a otras temperaturas a continuación detalladas:

T30 → Temperatura ambiente

T31 → Temperatura de la caseta 1

T32 → Temperatura de la caseta 2

Por otra parte, las temperaturas de trabajo de la máquina de absorción son:

T1 → Temperatura de entrada al generador

T2 → Temperatura de entrada al evaporador

T3 → Temperatura de salida del generador

T4 → Temperatura de salida del evaporador

5.4.1. Funcionamiento en modo refrigeración

- Funcionamiento durante el día 13 de junio de 2011

Se pone en marcha la instalación a las 9:30 de la mañana. Se parte de una temperatura media en el depósito caliente de 33,2 °C y del depósito frío de 25,4 °C, Figura 5-50.

A las 12:16 se consigue suficiente temperatura en el depósito caliente para activar la máquina de absorción. Tienen lugar varios arranques y paradas de la máquina de absorción, hasta que llega un momento en el que se estabiliza. Se proporciona refrigeración aproximadamente de 13:00 a 13:30 y posteriormente de 15:00 a 18:30.

Se puede observar cómo los arranques de la captación solar van acompañados de un aumento brusco de T₉ (temperatura de salida de captadores), Figura 5-50. Esto es debido a que durante la parada ha tenido lugar una acumulación de energía en captadores, y toda esta energía es recogida en el momento del arranque de la captación. Se observa que estos transitorios son cortos (apenas 2-3 minutos).

También son muy cortos los transitorios en el arranque y parada de la máquina de absorción, prácticamente imperceptibles.

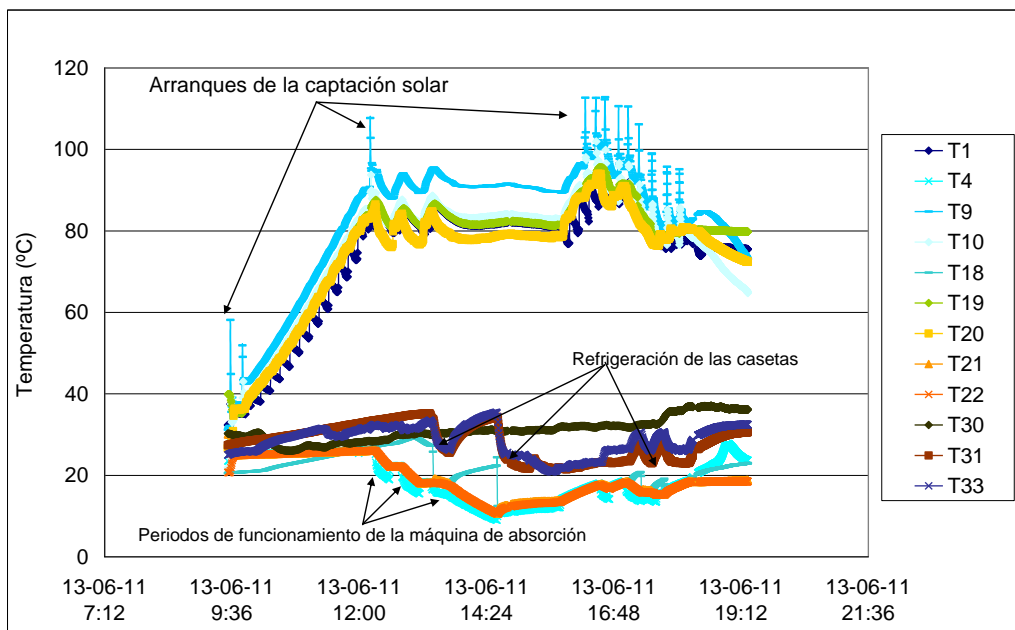


Figura 5-50. Variables generales (13 de junio de 2011)

Las siguientes figuras (Figura 5-51, Figura 5-52, Figura 5-53 y Figura 5-54) muestran el detalle de temperaturas implicadas en la captación solar, el equipo de absorción, el almacenamiento de energía y la demanda. Y los flujos de energía se representan en la Figura 5-55.

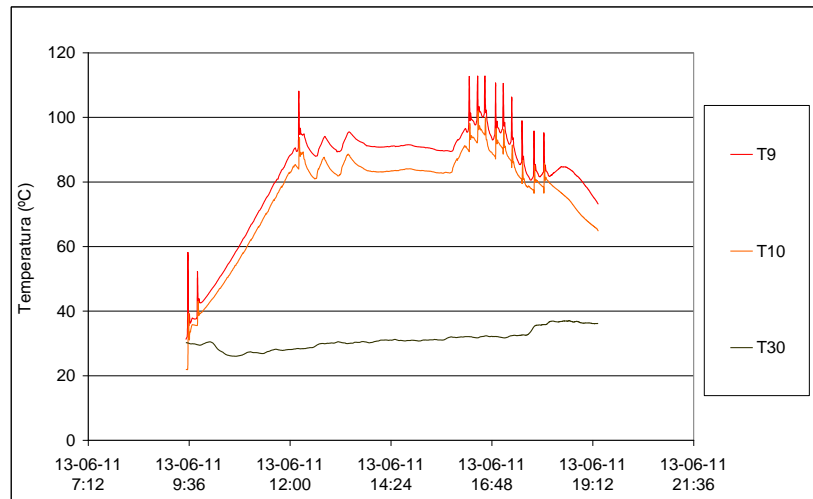


Figura 5-51. Variables implicadas en la captación solar (13 de junio de 2011)

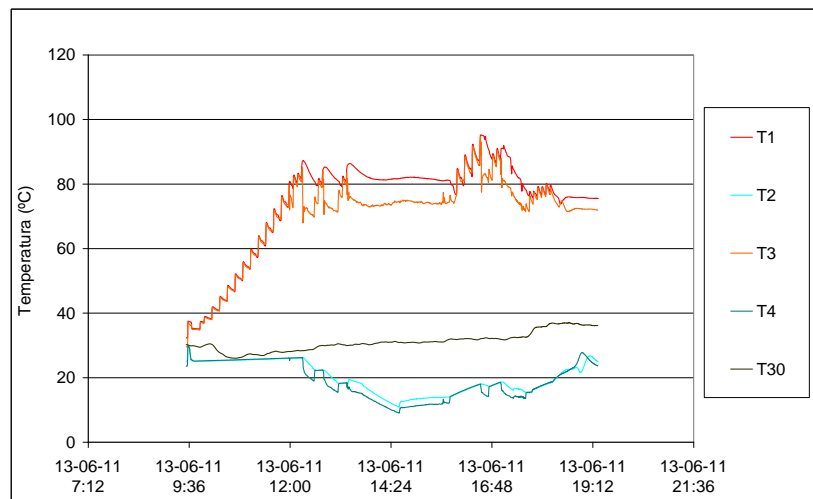


Figura 5-52. Variables implicadas en el equipo de absorción (13 de junio de 2011)

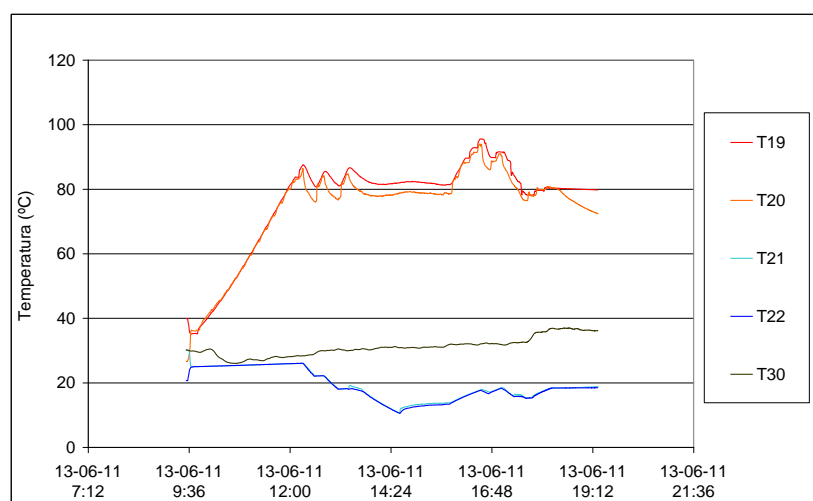


Figura 5-53. Variables implicadas en el almacenamiento de energía (13 de junio de 2011)

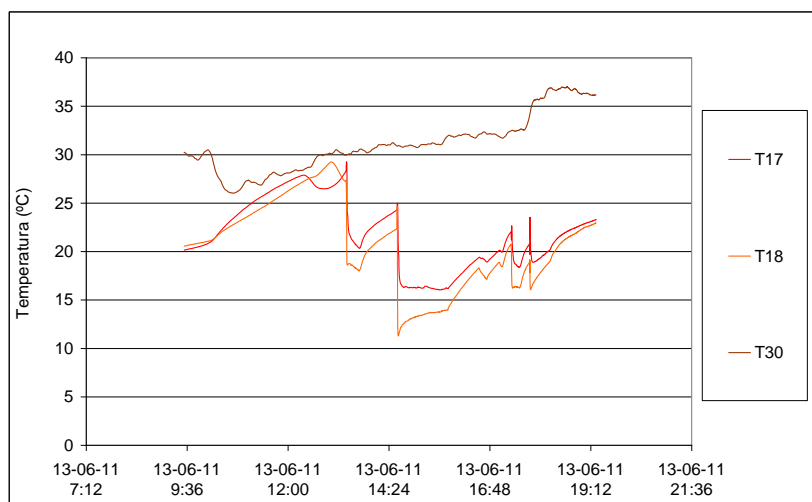


Figura 5-54. Variables implicadas en la demanda (13 de junio de 2011)

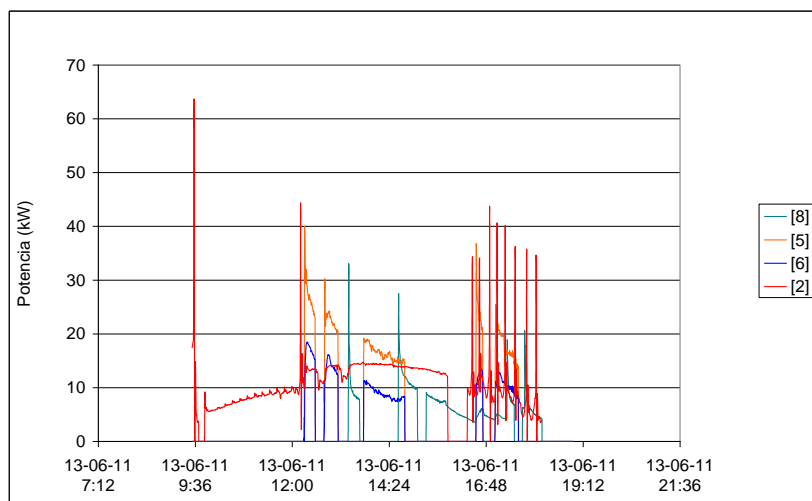


Figura 5-55. Flujos de energía (13 de junio de 2011)

- Funcionamiento durante el día 15 de septiembre de 2011

Es un día en que la temperatura de agua caliente acumulada es significativamente más elevada respecto al ensayo anterior debido a que la instalación estuvo en marcha el día previo al ensayo.

La captación solar se pone en marcha a las 11:43 (porque previamente se han llevado a cabo ciertas comprobaciones en la instalación y no ha estado en funcionamiento). Tiene dos paradas de aproximadamente 5 minutos, continuando posteriormente de manera estable desde las 12:46 hasta las 16:20. A partir de este momento la radiación solar comienza a ser insuficiente para una captación solar continuada, pero se observan varios arranques y paradas de la misma.

El equipo de absorción se pone en marcha cuando la temperatura del depósito caliente es suficiente, algo que se produce a las 13:58. El equipo está en marcha aproximadamente 30 minutos y posteriormente tienen lugar otros dos arranques y paradas antes de conseguir un funcionamiento estable hasta las 16:40. Posteriormente tienen lugar dos arranques y paradas

adicionales que duran aproximadamente 40min (20 minutos en funcionamiento y 20 minutos parada). A partir de las 14:00 el sistema comienza a abastecer la demanda de las casetas, hasta las 17:40, hora en que finaliza el ensayo.

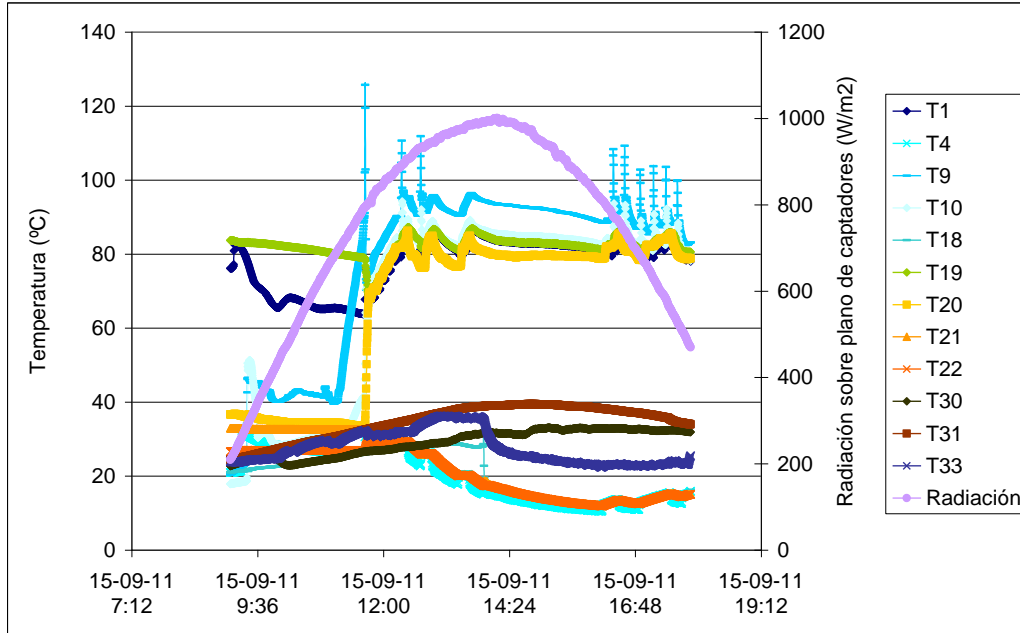


Figura 5-56. Variables generales (15 de septiembre de 2011)

Las siguientes figuras (Figura 5-57, Figura 5-58, Figura 5-59 y Figura 5-60) muestran el detalle de temperaturas implicadas en la captación solar, el equipo de absorción, el almacenamiento de energía y la demanda. Y los flujos de energía se representan en la Figura 5-61.

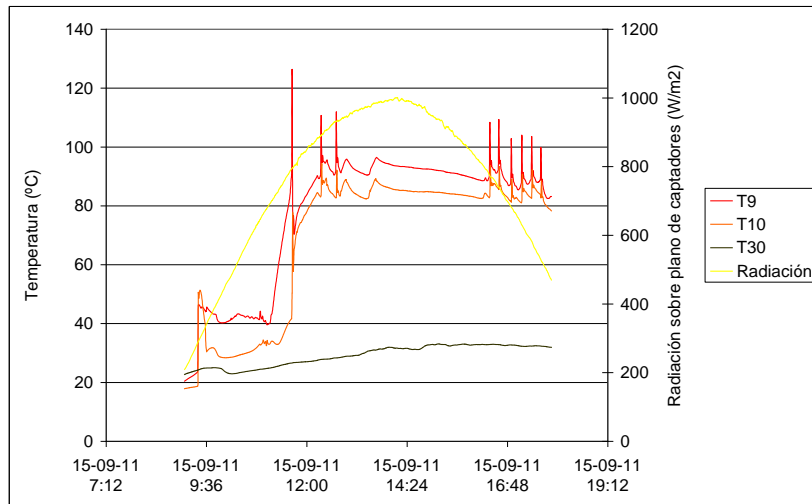


Figura 5-57. Variables implicadas en la captación solar (15 de septiembre de 2011)

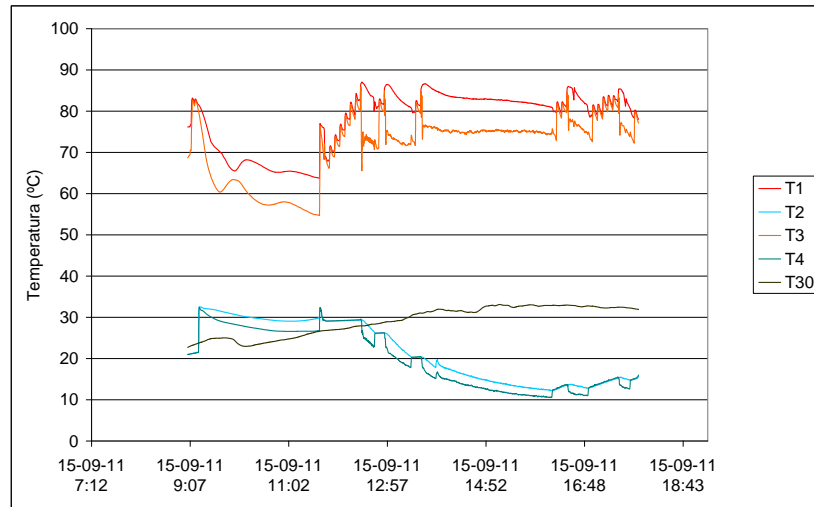


Figura 5-58. Variables implicadas en el equipo de absorción (15 de septiembre de 2011)

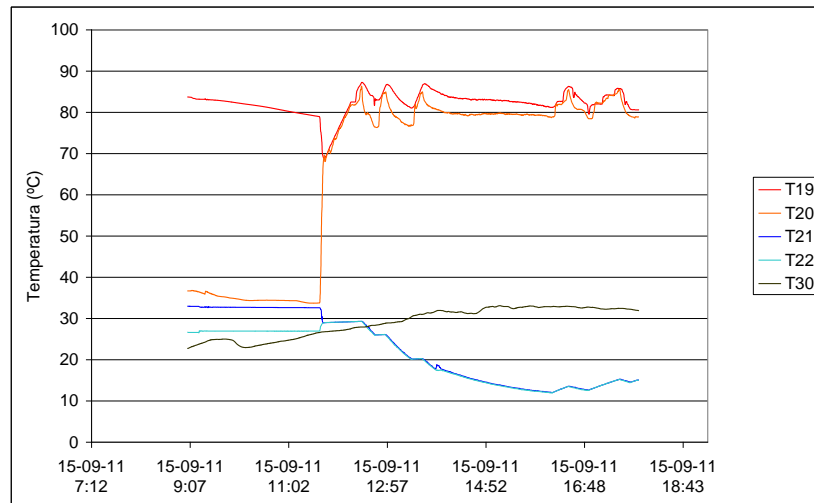


Figura 5-59. Variables implicadas en el almacenamiento de energía (15 de septiembre de 2011)

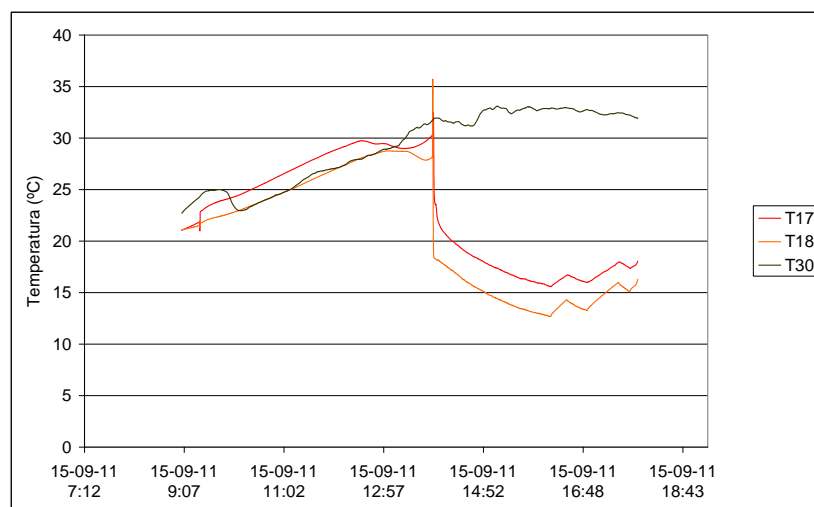


Figura 5-60. Variables implicadas en la demanda (15 de septiembre de 2011)

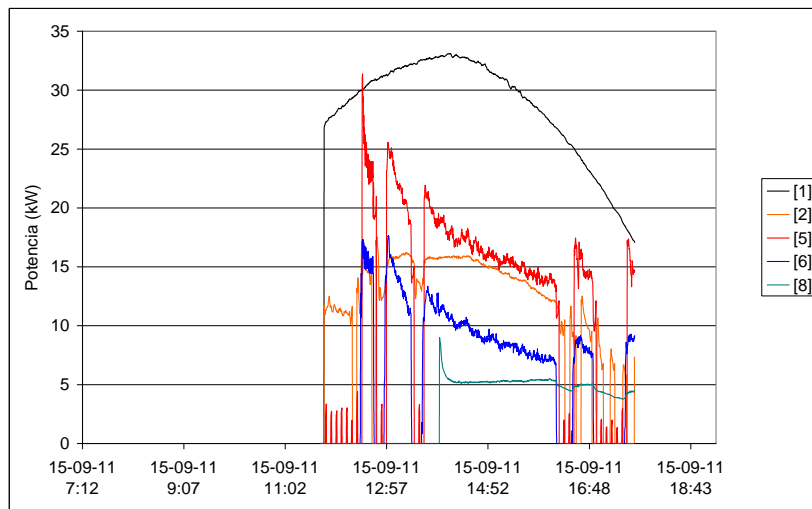


Figura 5-61. Flujos de energía (15 de septiembre de 2011)

Se obtienen interesantes conclusiones de estos ensayos

- Se observa una pequeña estratificación en el depósito de agua caliente cuando está funcionando la máquina de absorción debido al salto térmico que se produce en el generador de la misma. Esta estratificación no se produce o es prácticamente imperceptible cuando el depósito exclusivamente está sometido a la ganancia de energía por captación solar debido al menor salto térmico que se produce.
- No se produce estratificación en el depósito de agua fría.
- Los caudales vehiculados en la instalación son elevados por lo que la tasa de recirculación del agua de los depósitos es elevada, lo que genera la mezcla y explica la baja estratificación obtenida.

5.4.2. Funcionamiento en calefacción

- Funcionamiento durante el día 16 de diciembre de 2011

Hay que tener en cuenta la diferente forma de conectar los componentes de la instalación que se produce en modo calefacción gracias al uso de las válvulas de 3 vías utilizadas (Figura 5-2).

A primera hora comienza a demandarse energía de calefacción aproximadamente a las 8:55. Aunque aún no hay captación solar, los depósitos de agua caliente han almacenado energía solar del día anterior (

Figura 5-62) y son capaces de suministrar energía a consumo.

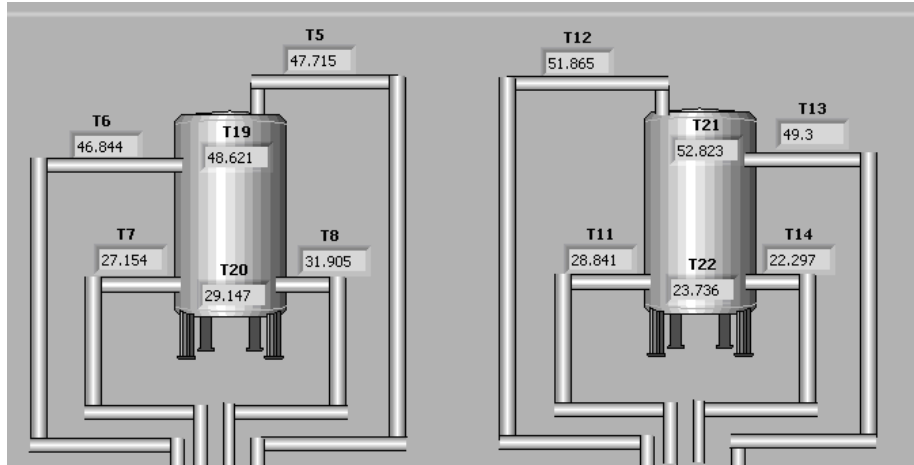


Figura 5-62. Detalle de la temperatura de los depósitos al comienzo del día (8:55)

Sobre las 9:32 tiene lugar el comienzo de la captación solar, la cual se mantiene en marcha hasta aproximadamente las 16:18 de la tarde. Después vuelve a arrancar durante aproximadamente 10min a las 17:57. La demanda de calefacción es continua hasta las 17:35. Las variables implicadas se pueden consultar en la Figura 5-63. Y el detalle de temperaturas implicadas en la captación solar, el almacenamiento de energía y la demanda, en la Figura 5-64, Figura 5-65 y Figura 5-66 respectivamente.

Se alcanza una potencia pico de captación solar cercana a los 20 kW, y una potencia de consumo de entre 5 y 10 kW (Figura 5-67). Al final del ensayo, los depósitos de agua están a mayor temperatura (y con una pequeña estratificación, la cual se hace mucho más pronunciada tras el periodo de parada nocturna, Figura 5-65).

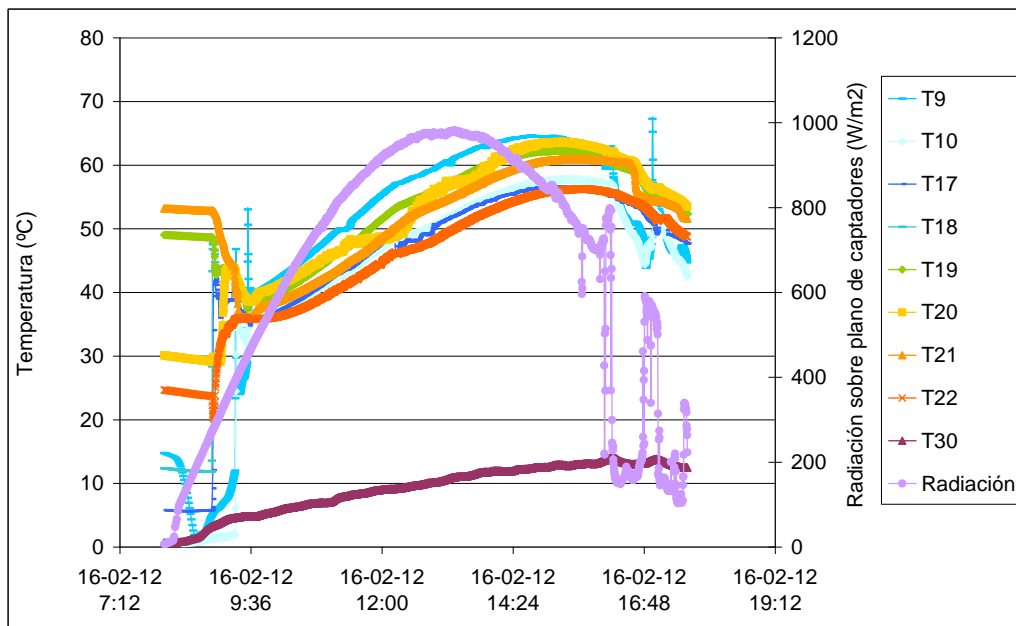


Figura 5-63. Variables generales (16 de febrero de 2012). Modo calefacción

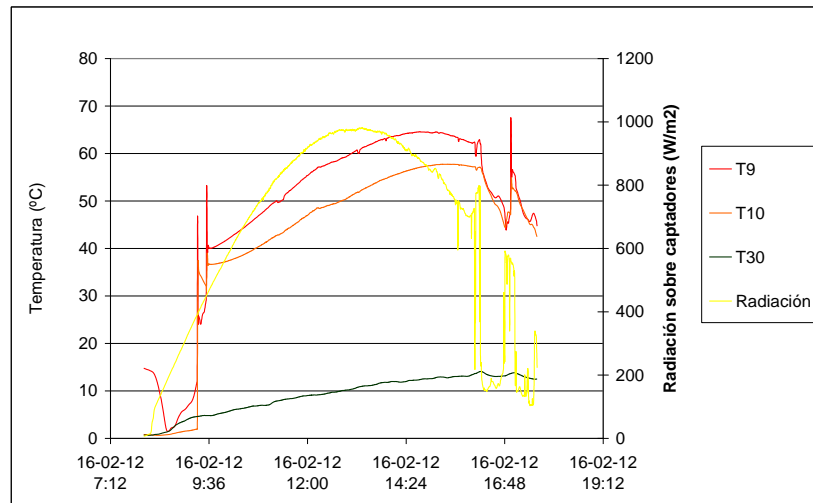


Figura 5-64. Variables implicadas en la captación solar en calefacción (16 de febrero de 2012).

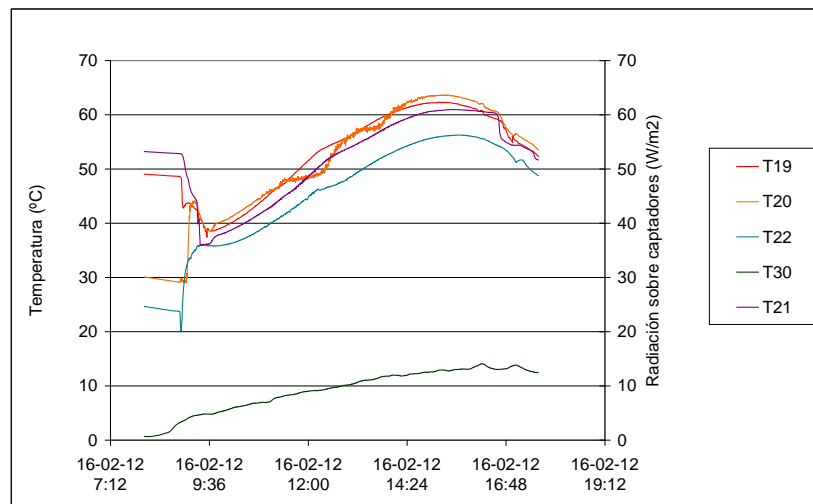


Figura 5-65. Variables implicadas en el almacenamiento de energía en calefacción (16 de febrero de 2012)

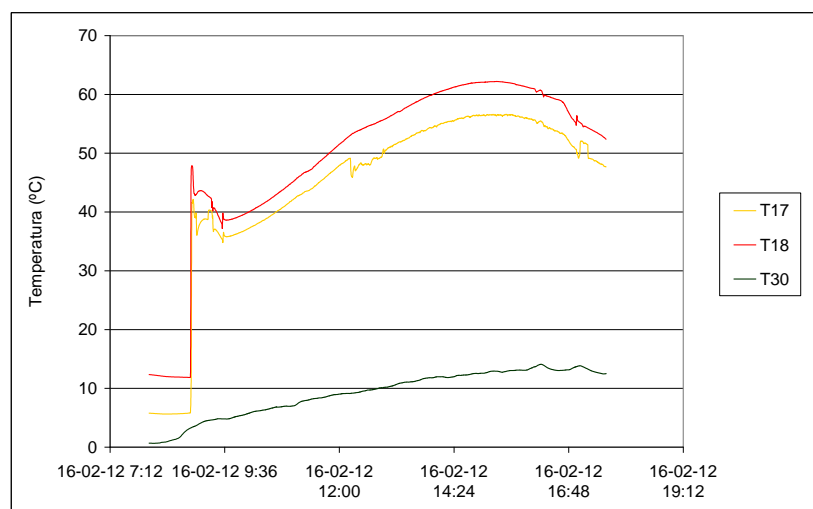


Figura 5-66. Variables implicadas en la demanda en calefacción (16 de febrero de 2012)

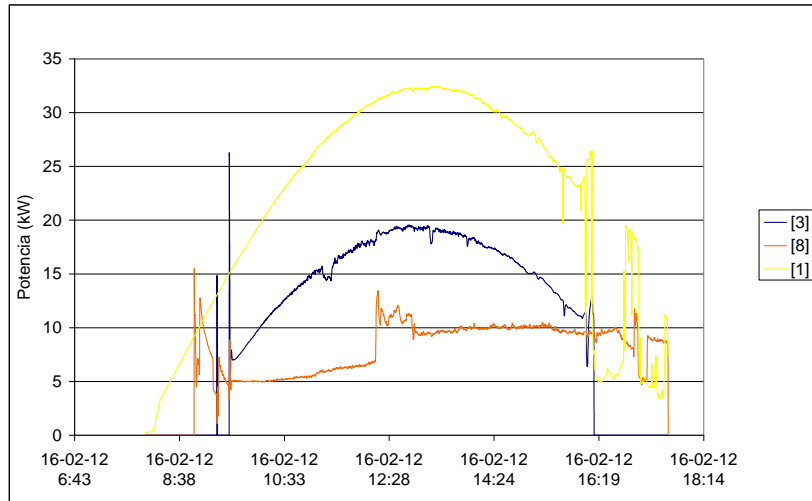


Figura 5-67. Flujos de energía en calefacción (16 de febrero de 2012)

Se calcula un rendimiento medio de la captación solar del 56 %. Y durante el funcionamiento del sistema (Figura 5-68) se observa que la estratificación en los depósitos es la correcta. En definitiva, que la parte en la que el agua está a mayor temperatura es la parte superior del depósito de 300 L, del cual se alimenta a consumo. Y el retorno de agua del circuito de consumo va a la parte inferior del depósito de 1000 L, parte en la que se tiene menor temperatura.

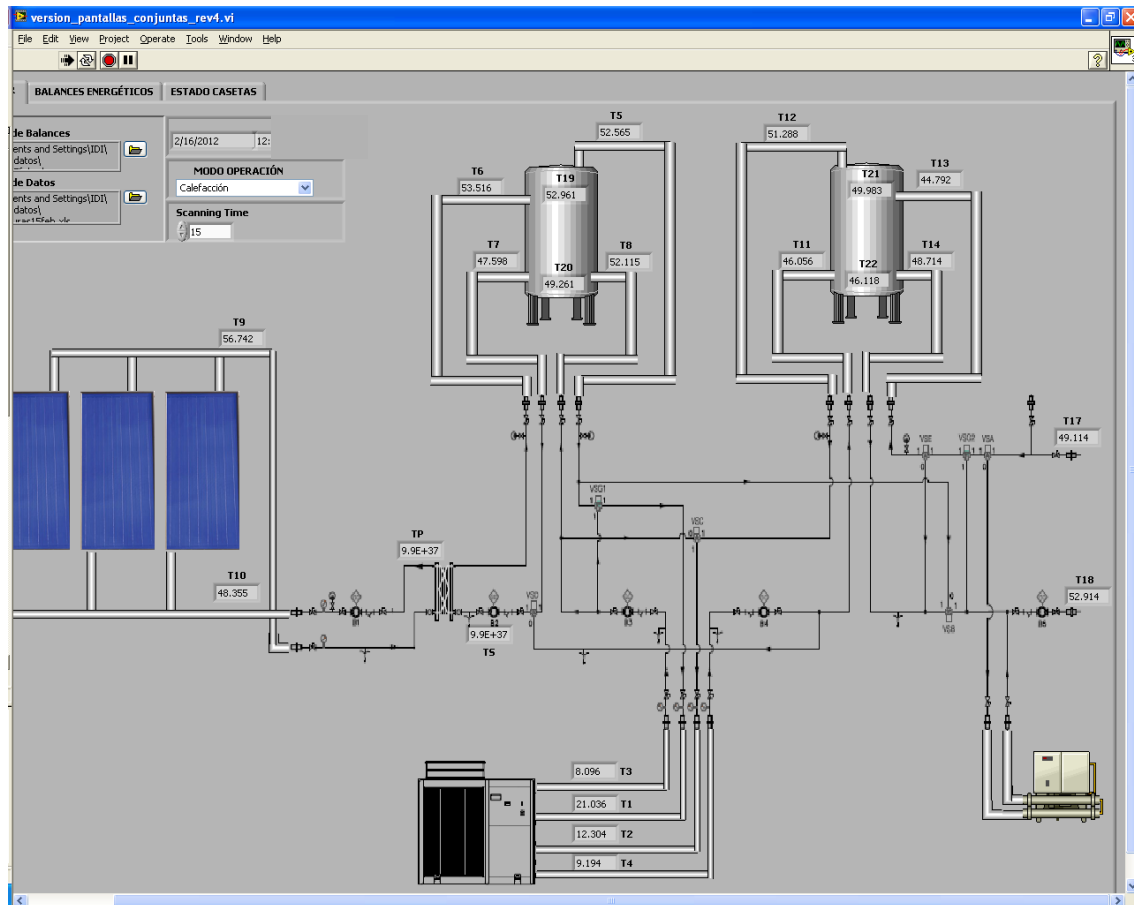


Figura 5-68. Detalle de funcionamiento a las 12:12 de la mañana.

5.4.3. Modelado en TRNSYS de la instalación prototipo

Se procede en este apartado al modelado de la instalación prototipo en el software de simulación TRNSYS (Figura 5-69). Se muestra la comparación para un día concreto de funcionamiento y se corrobora la buena coincidencia ensayo-modelo en las variables implicadas, tanto en flujos de energía (Figura 5-70), como en temperaturas de captación (Figura 5-71), depósito de agua caliente (Figura 5-72), máquina de absorción (Figura 5-73), depósito de agua fría (Figura 5-74) y demanda (Figura 5-75). Este día de funcionamiento en modo refrigeración ha sido expuesto con detalle en el apartado 5.4.1.

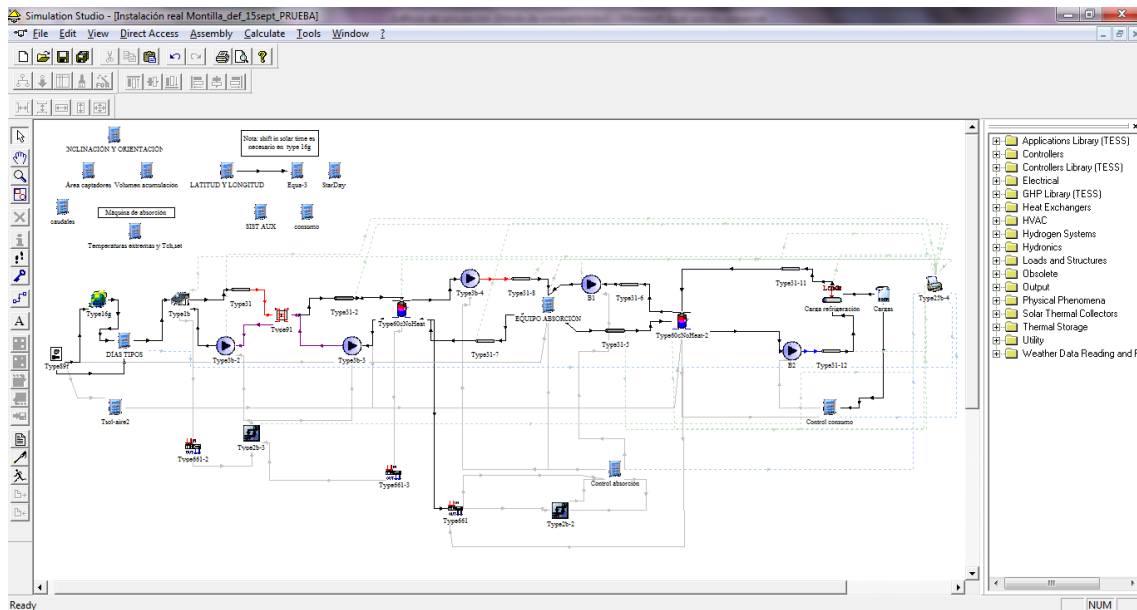


Figura 5-69. Modelado en TRNSYS de la instalación prototipo

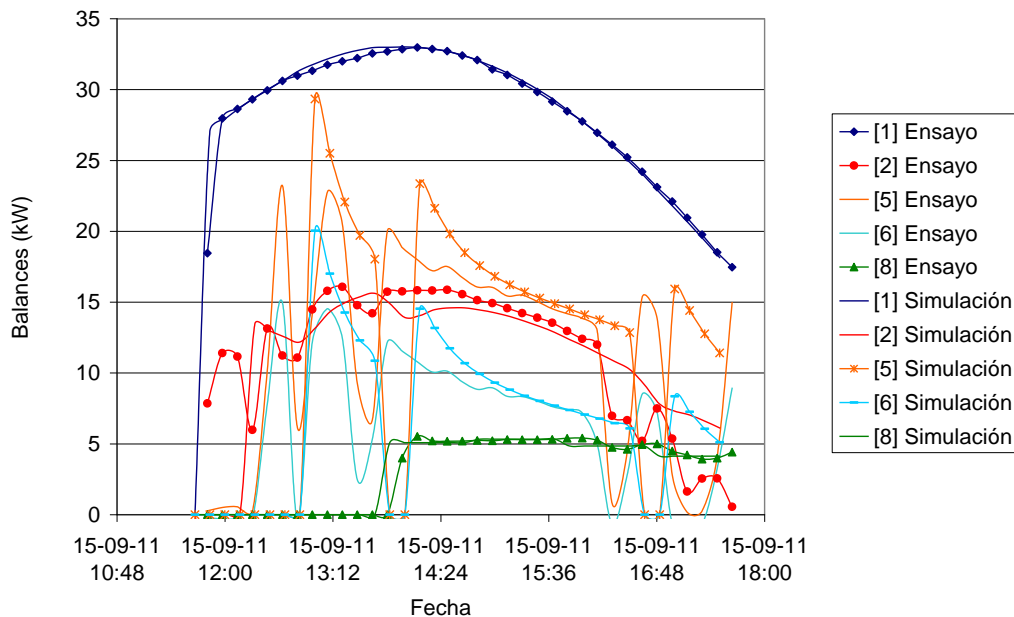


Figura 5-70. Comparación de balances energéticos

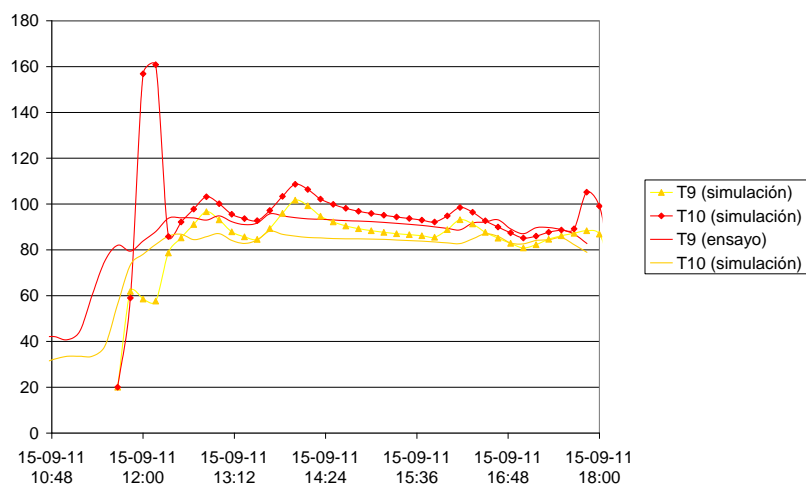


Figura 5-71. Comparación de temperaturas en captadores

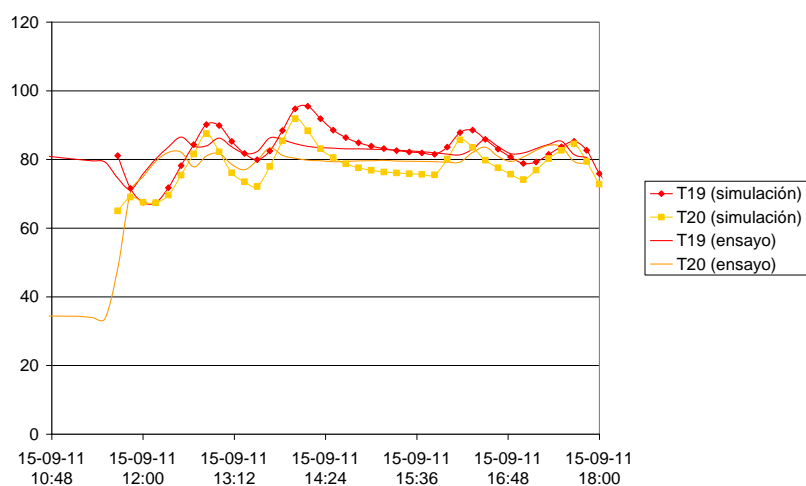


Figura 5-72. Comparación de temperaturas del depósito caliente

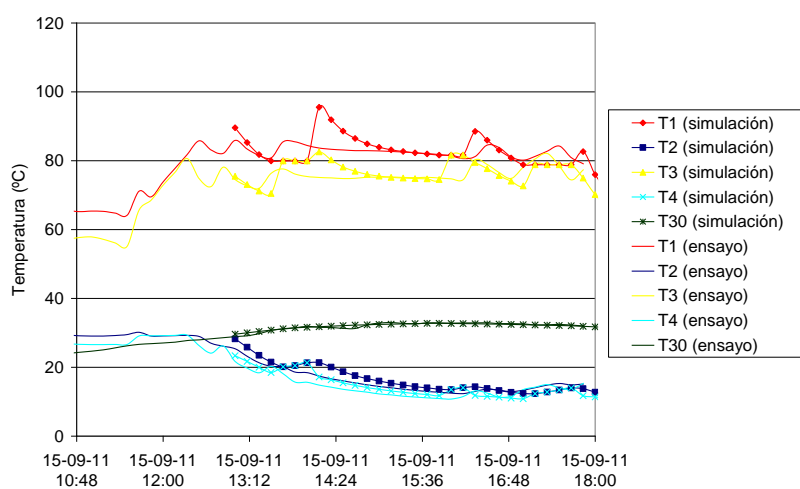


Figura 5-73. Comparación de temperaturas en la máquina de absorción

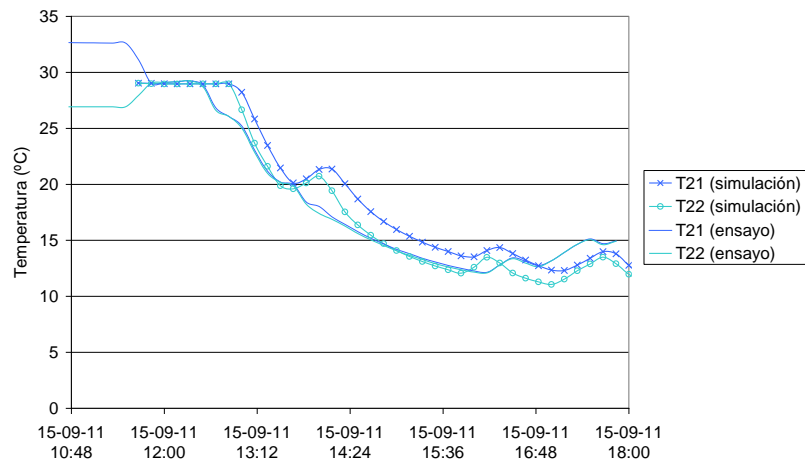


Figura 5-74. Comparación de temperaturas en el depósito frío

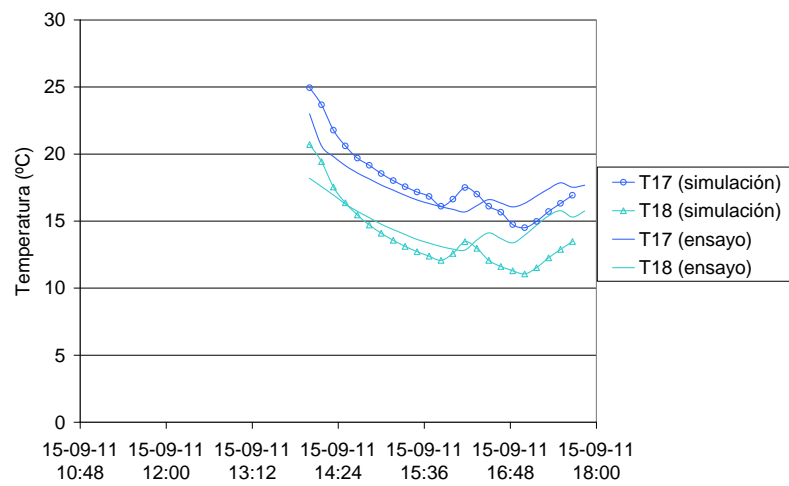


Figura 5-75. Comparación de temperaturas en consumo

CUARTA PARTE.

Conclusiones y aportaciones

6. Resumen y conclusiones

La Tesis presenta una investigación sobre la tecnología de refrigeración solar mediante enfriadoras de absorción y captadores solares planos destinada a aplicaciones de climatización de pequeña potencia en el ámbito residencial.

El número de instalaciones de refrigeración solar existentes se ha incrementado significativamente en los últimos años, principalmente en el ámbito de la pequeña potencia. Muchos proyectos a nivel nacional e internacional han trabajado y siguen trabajando actualmente en la temática. Pero a pesar de ello siguen existiendo obstáculos que dificultan la implantación de esta tecnología a gran escala, a pesar de que la reciente hoja de ruta de la Agencia Internacional de la Energía IEA [31] fija un 17% de refrigeración proporcionada con energía solar a final de 2050.

Entre los obstáculos destaca la falta de un amplio conocimiento en la elección, dimensionado y lógica de control del sistema y sus componentes. Y que el coste de este tipo de instalaciones, a pesar de que se ha reducido significativamente, sigue siendo elevado en comparación con sistemas convencionales.

La diversidad de configuraciones y parámetros de diseño justifican el interés de uno de los dos bloques de trabajo aquí presentados. Consiste en la selección de las configuraciones más prometedoras a nivel cualitativo y su posterior comparación cuantitativa mediante **simulación** de más de 400 casos con el software de simulación TRNSYS.

El otro gran bloque de trabajo presentado en esta Tesis es la del **diseño y construcción de una instalación prototipo de refrigeración solar**. Se lleva a cabo la monitorización y estudio de los subsistemas que conforman la instalación y se obtienen modelos matemáticos que permiten describir su comportamiento.

6.1.1. Conclusiones del trabajo de simulación

Las **configuraciones seleccionadas** para simulación se dividen en dos bloques:

Por un lado las **configuraciones sólo solares con sistema auxiliar de apoyo en el local**. En ellas, la demanda de climatización no suministrada con el sistema solar es aportada por un sistema auxiliar independiente, ubicado directamente en el local y con su propia unidad terminal. Las dos primeras configuraciones simuladas son del tipo. La configuración 1 tiene únicamente acumulación de agua caliente, mientras que la configuración 2 incluye también acumulación de agua fría.

Por otro lado las **configuraciones que incluyen sistema auxiliar de apoyo**. En este caso la instalación diseñada es la encargada de satisfacer toda la demanda, por lo que incluye el sistema auxiliar. El resto de configuraciones son de este tipo. Dos de ellas con acumulación de agua caliente y de agua fría (configuraciones 3 y 4). El sistema de compresión mecánica auxiliar se conecta directamente al depósito en la configuración 3 y en paralelo en la configuración 4. La última configuración, la configuración 6, tiene exclusivamente acumulación de agua caliente y el sistema auxiliar está en paralelo con el equipo de absorción.

El **sistema auxiliar** utilizado para la climatización es en todos los casos un equipo de compresión reversible, lo que permite proporcionar refrigeración en verano y calefacción en invierno. Todas las configuraciones incluyen además el suministro de ACS.

En las configuraciones con **depósito de acumulación de agua fría** (configuraciones 2, 3 y 4) se utiliza este mismo depósito para acumular agua caliente en época de invierno. Esto evita que disminuya de manera importante la cobertura de calefacción respecto a configuraciones con un único depósito e igual volumen total de acumulación.

La lógica de **control** programada se ha detallado para cada configuración concreta, así como el modelo y características específicas de los componentes utilizados en las simulaciones.

Se define un **caso base** similar entre configuraciones, aunque posteriormente se analiza también la influencia de determinados parámetros de dimensionado y control. El caso base se define en Málaga, con un área de captación de 30 m², una inclinación de 30° y un volumen de acumulación total en relación al área de captación de 40 l/m². En las configuraciones con

depósito frío este volumen total se divide en 10 l/m² para el depósito caliente y 30 l/m² para el frío.

Para una demanda anual térmica de 3490 kWh de calefacción (27.3 kWh/m²), 2847 kWh de ACS y 9529 kWh de refrigeración sensible (74.4 kWh/m²), la cobertura solar alcanzada oscila entre un máximo de 71.1% en la configuración 2 y un mínimo de 62.4% en la configuración 6 (caso base).

Aumentar el área de captación un 50 % o un 100 % partiendo de 20 m² supone un aumento medio de cobertura solar del 16 % y el 24 % respectivamente (partiendo de una cobertura media de 59 %). Cambiar de configuración implica una diferencia máxima entre el 9 % y el 11 % dependiendo del área de captadores.

En términos de cobertura de la demanda, **las configuraciones sólo solares** con apoyo en el local (1 y 2) se comportan mejor, pero requieren mayor inversión. Estas ventajas se deben principalmente a la posibilidad en los sistemas sólo solares de alimentar a la unidad terminal de la instalación a temperaturas mayores (menores) aunque no permitan combatir toda la demanda de refrigeración (calefacción) gracias a la existencia de otra unidad terminal propia conectada al sistema auxiliar.

Esta diferencia podría reducirse con un control en los sistemas que incluyen sistema auxiliar que permitiese alimentar a la unidad terminal con temperaturas más moderadas que la consigna que permite satisfacer la demanda pico del local. Esto requiere trabajar con consignas de temperatura de aire del local en lugar de temperaturas de consigna de agua. Otra medida para reducir las diferencias es utilizar unidades terminales sobredimensionadas.

Se confirma también el mejor comportamiento de las **configuraciones con depósito frío** (configuraciones 2, 3 y 4) para el funcionamiento en modo refrigeración. Pero la diferencia de comportamiento entre ambas se reduce haciéndose imperceptible si el área de captación aumenta y/o el volumen de acumulación disminuye. Y para no perder mucha cobertura de calefacción, se debe hacer el cambio de uso del depósito frío a caliente en invierno. Pero esto complica la instalación y además hace inviable un funcionamiento en modo automático de la instalación, con posibles cambios entre modo calefacción y refrigeración en épocas intermedias.

La **inclinación** óptima se produce entre 20 ° y 30 ° en el caso de Málaga. Y en Madrid y San Sebastián, la inclinación óptima es de 40 °.

El **tipo de captador** influye de manera crucial en los resultados fundamentalmente en refrigeración, ya que el captador trabaja con mayores temperaturas, que es donde más diferencia de rendimiento hay entre las curvas de rendimiento.

En cuanto a las **temperaturas de consigna** de producción de agua fría, tanto de la máquina de absorción como del equipo auxiliar, cabe destacar que en la configuración 3 se produce una caída brusca de cobertura si se aproximan, debido a la interacción que se produce entre ambas. Esto pone de manifiesto la importancia de fijar bien los parámetros de control del sistema. Y la influencia de la consigna de agua fría del equipo de absorción depende de las curvas de funcionamiento de la máquina de absorción.

6.1.2. Conclusiones de la instalación prototipo de climatización solar

Esta fase ha comprendido el **diseño y construcción de una instalación prototipo de refrigeración solar**. Se instala en Montilla, Córdoba. Y utiliza un prototipo preindustrial de disipación seca [93] de amoníaco – nitrato de litio como equipo de absorción. Tiene una capacidad nominal de 9.1 kW con una temperatura de generación de 90 °C, temperatura ambiente de 35 °C y produciendo agua fría a 15 °C. Si la temperatura ambiente aumenta hasta 40 °C, la enfriadora sigue siendo capaz de proporcionar el 64 % de su capacidad nominal. El COP térmico nominal es de 0.6 [94]. Este equipo ha sido también objeto posterior de una optimización, que se puede consultar en [16].

La configuración seleccionada tiene acumulación de agua caliente y de agua fría. Ambos depósitos almacenan agua caliente en modo verano.

Se lleva a cabo la monitorización y estudio de los subsistemas que conforman la instalación, comparando los modelos matemáticos de los subsistemas con los datos reales de funcionamiento: intercambiador térmico, campo de captación, depósitos de acumulación y equipo de absorción. Algunas de las conclusiones obtenidas son:

Se realiza un buen ajuste en intercambiador, campo de captación y el equipo de absorción. Y la divergencia más significativa se produce en los depósitos de acumulación. En ellos se ha detectado un nivel de pérdidas (ganancias) de calor en el depósito de agua caliente (depósito de agua fría) significativamente superior al previsto inicialmente en función de las características constructivas, pero cuya diferencia queda descrita y argumentada en el documento.

Se observa que el recubrimiento de aluminio de los depósitos alcanza temperaturas elevadas con la incidencia de radiación solar. Sería interesante la búsqueda de recubrimientos alternativos que no se deterioren ante tal incidencia, y/o analizar la posibilidad de introducir elementos de sombreado para el depósito de acumulación de agua fría.

Se analizan también en detalle varios días de funcionamiento de la instalación, tanto en modo refrigeración como en modo calefacción analizando las variables que intervienen, tanto a nivel de temperaturas como de balances de energía.

7. Aportaciones

Destacan las siguientes **aportaciones**:

- Análisis detallado de comparación de las configuraciones más prometedoras para sistemas de refrigeración solar de pequeña potencia con equipos de absorción de simple efecto y captadores solares planos.
- Especificación de la lógica de control de cada una de las configuraciones tanto en modo refrigeración como calefacción, incluyendo los parámetros de control de los diferentes elementos que conforman la instalación
- Optimización del dimensionado mediante el estudio pormenorizado de la influencia de parámetros de diseño en la cobertura solar.
- Demostración del impacto que tiene la elección de parámetros adecuados de control y dimensionado, y la influencia que tienen en la comparación de configuraciones.
- Puesta en marcha de la primera instalación experimental de refrigeración solar de pequeña potencia con equipo de absorción de amoníaco – nitrato de litio, captadores solares planos, y almacenamiento de agua caliente y agua fría. Esta instalación utiliza además ambos depósitos para almacenar agua caliente en modo calefacción evitando la caída de cobertura solar en modo calefacción respecto a configuraciones de un único depósito con el mismo volumen total de acumulación.

- Descripción de la problemática encontrada y la propuesta de mejoras para incrementar la cobertura solar alcanzada, así como el análisis de su impacto.
- Comparación y verificación de modelos matemáticos y datos reales de funcionamiento de cada uno de los subsistemas que integra la instalación.
- Análisis pormenorizado del funcionamiento de la instalación en días concretos tanto en modo refrigeración como calefacción.

Tanto la parte teórica de simulación como la parte experimental ha sido objeto de **publicaciones científicas** a nivel nacional e internacional [91], [100].

Referencias

- [1] Henning H. M., 2004. Solar Assisted Air-Conditioning in Buildings. A Handbook for Planners. Springer Verlag/Wien, ISBN 3-211-00647-8
- [2] Mateus T. Oliveira A.C., 2009 Energy and economic analysis of an integrated solar absorption cooling and heating system in different building types and climates. *Applied Energy* 86, p 949-957
- [3] <http://task53.iea-shc.org/>
- [4] Henning H.M. 2007. Solar assisted air conditioning of buildings – an overview. *Applied Thermal Engineering* 27, p 1734-1749.
- [5] Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A., Wrobel, L.C., 2002. Modelling, simulation and warming impact assessment of a domestic size absorption solar cooling system. *Applied Thermal Engineering* 22, p 1313–1325
- [6] Atmaca, I., Yigit, A., 2003. Simulation of solar-powered absorption cooling system. *Renewable Energy* 28, p 1277–1293
- [7] Joudi, D.A., Abdul-Ghafour, Q.J., 2003. Development of design charts for solar cooling Systems. Part I: computer simulation for a solar cooling system and development of solar cooling design charts. *Energy Conversion and Management* 44, p 313–33
- [8] Assilzadeh, F., Kalogirou, S.A., Ali, Y., Sopian, K., 2005. Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collector. *Renewable Energy* 30, p 1143–1159
- [9] Zambrano, D., Bordons, C., Garcia-Gabin, W., Camachi, E.F., 2008. Model development and validation of a solar cooling plant. *International Journal of Refrigeration* 31, p 315–327
- [10] Eicker U., Pietruschka D., 2009. Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings. *Energy and Buildings* 41, p 81-91
- [11] Li, Z.F., Sumathy, K., 2001. Simulation of a solar absorption air conditioning system. *Energy Conversion and Management* 42, p 313–327
- [12] Marc, O., Lucas, F., Sinama, F., Monceyron, E., 2010. Experimental investigation of a solar cooling absorption system operating without any backup system under tropical climate. *Energy and Buildings* 42, p 774–782
- [13] Calise, F., Palombo, A., Vanoli, L., 2010. Maximization of primary energy savings of solar heating and cooling systems by transient simulations and computer design of experiments. *Applied Energy* 87, p 524–540.

- [14] Identification of most promising market and promotion of standardized system configuration for the market entry of small scale combined solar heating & cooling applications. Solarcombi+, Contract N°: EIE/07/158/SI2.466793.
- [15] Task 38 Solar Air-Conditioning and Refrigeration. Technical report of subtask A (Pre-engineered systems for residential and small commercial applications): D-A2: Collection of selected systems schemes "Generic Systems". November 2009. Michael Becker, Martin Helm and Christian Schweigler.
- [16] Zamora M., 2012. Optimización industrial y estrategia de control de una enfriadora de absorción de amoníaco / nitrato de litio con disipación por aire. Ph.D. Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Rovira i Virgili de Tarragona, España.
- [17] Bourouis M., Valles M., Coronas A., Zamora M., 2009. Enfriadora de agua por absorción tipo aire-agua o agua-agua de amoníaco y nitrato de litio. Patente de invención P200930758. 29/09/2009, PCT/ES2010/
- [18] <http://sel.me.wisc.edu/trnsys>
- [19] Sparber W., Napolitano A., Melograno P., 2007. Overview on World Wide installed solar cooling systems. 2nd International Conference Solar Air Conditioning 2007. ISBN 978-3-934684-61-3
- [20] D2.1: Report on market situation & trends about small scale chillers. Solarcombi+, 2008. WP2: Market Analysis Phase 1 *Task 1*. Assessment & Compilation by Centre for Renewable Energy Sources Dr Yannis Vougiouklakis Ms Myrto Theofilidi Ms Effie Korma
- [21] Sparber W., Napolitano A., Eckert G., Preisler A., 2009. State of the art on existing solar heating and cooling systems'. International Energy Agency Technical Report 2009-11-12
- [22] Carrera A., Sisó L., Herena A., Valle M., Casanova M., González D. Evaluación del potencial de climatización con energía solar térmica en edificios. Estudio técnico PER 2011-2020. IDAE. http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos_11227_e10_climatizacion_ST_edificios_A_ccb82cce.pdf
- [23] Montero Izquierdo, Iván Andrés Modelización de sistemas de refrigeración por absorción con captadores solares de concentración. Ph.D. Universidad Rovira i Virgili, Tarragona, España.
- [24] Mugnier D., 2014. Presentation at SHC. Conference Beijing (China), Posted: 2015-01-02 <http://task53.iea-shc.org/data/sites/1/publications/SHC-2014--Mugnier--Solar-Cooling.pdf>
- [25] Hans-Martin Henning, 2011. Status and Perspectives of Solar Air-Conditioning and Refrigeration. 4th International Conference Solar Air-Conditioning
- [26] D2.5: Summary of report on specification of component costs. Solarcombi+, Athens, February 2009 Edited by Dr Yannis Vougiouklakis, Ms Myrto Theofilidi
- [27] <http://www.iea-shc.org/>

- [28] <http://www.iea-shc-task25.org/english/index.html>
- [29] <http://www.iea-shc.org/task38/index.html>
- [30] <http://www.iea-shc.org/task48/>
- [31] IEA. Technology Roadmap. Solar Heating and Cooling. 2015
http://www.solarthermalworld.org/sites/gstec/files/EIA%20SolarHeatingCooling_Roadmap_2012_o.pdf
- [32] <http://www.solair-project.eu/218.o.html>
- [33] http://raee.org/climatisationsolaire/gb/index_gb.htm
- [34] <http://www.solair-project.eu/>
- [35] <http://www.highcombi.eu/>
- [36] <http://www.solarcombiplus.eu>
- [37] <http://www.arfrisol.es/>
- [38] Bujedo L. A., 2014. Criterios Para El Diseño, Dimensionado Y Control De Instalaciones De Refrigeración Solar Mediante Máquinas De Absorción De Mediana. Ph.D Escuela de ingenierías industriales. Universidad de Valladolid, Departamento de ingeniería de sistemas y automática
- [39] Special Report on Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation. Final Release. Summary for Policy Makers. IPCC, Intergovernmental Panel on Climate Change. Working Group III – Mitigation of Climate Change. 2011
- [40] Sparber W., Napolitano A., Besana F. Thür A., Noche, B., Finocchiaro, P., Bujedo Nieto, L.A., Rodriguez J., Núñez, T., 2009. Comparative results of monitored solar assisted heating and cooling installations. 3rd International Conference Solar Air-Conditioning, 30th September – 2nd October, Palermo, Sicily, Italy, proceedings p 344-353.
- [41] Pietruschka D., 2010. Model based control optimization of renewable energy based HVAC systems –solar driven absorption and open desiccant evaporative cooling-. Ph. D Thesis Institute of Energy and Sustainable Development De Montfort University Leicester & University of Applied Sciences Stuttgart
- [42] Moser H., Podesser E., Mugnier D., Schnider P., Núñez T., Kühn A., 2010. C5. Heat rejection. Technical report of subtask C, work package 5. SHC, Task 38. December 2010.
- [43] http://www.solarnext.eu/pdf/eng/products/o9o223_chillii_kit_PSC12_e.pdf
- [44] http://www.solarcombiplus.eu/docs/D46_SonnenKlima_v02_English.pdf
- [45] http://www.solarcombiplus.eu/docs/D45_SOLution_o2_English2.pdf
- [46] <http://www.eaw-energieanlagenbau.de/>
- [47] http://www.yazaki-airconditioning.com/products/wfc_water_fired_chiller.html
- [48] <http://www.climatewell.com>

- [49] Molero, N., Cejudo J.M., Domínguez F., Rodríguez E.; Carrillo Andrés A., 2009. . Numerical 3-D heat flux simulations on flat plate solar collectors. Solar Energy, Volume 83, 7, p 1086-1092
- [50] Bujedo L.A., Rodríguez J., Martínez P., 2011. Experimental results of different control strategies in a solar air-conditioning system at part load. Solar energy 85, p 1302-1315.
- [51] Código Técnico de la Edificación (CTE). Documento Básico HE Ahorro de energía. HE4: Contribución solar mínima de agua caliente sanitaria. RD 314/2006 de 17 de marzo (BOE nº 74 del 28 de marzo de 2006)
- [52] Decisión de la Comisión de 9 de noviembre de 2007 por la que se establecen los criterios ecológicos para la concesión de la etiqueta ecológica comunitaria a las bombas de calor accionadas eléctricamente o por gas o de absorción a gas:
- <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2007:301:0014:0014:ES:PDF>
- [53] <http://www.hidrofive.com>
- [54] <http://www.vpclima.upv.es/dpclima.htm>
- [55] http://www.commercial.carrier.com/commercial/hvac/general/o,,CLI1_DIV12_ETI496_MID4355,00.html
- [56] <http://www.trane.com/TRACE>
- [57] Zamora M., Molero N., Tubío R., Collantes F. 2009. Programa de simulación energética de sistemas de climatización GEC (Gestión Energética de Climatización. CYTEF 2009. ISBN: 978-84-692-3391-7
- [58] Molero N., Zamora M. 2011. Cuantificación del ahorro energético de diferentes opcionales y estrategias de control en equipos autónomos mediante la simulación en GEC®. N. Molero, M. Zamora. Libro de Actas I Congreso Climatización Eficiente Clima+ 2011. ISBN: 978-84-614-7043-3. Depósito Legal: M-6260-2011
- [59] <http://www.codigotecnico.org/index.php?id=33>
- [60] <http://www.mityc.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/CertificacionEnergetica/ProgramaCalener/Paginas/DocumentosReconocidos.aspx>
- [61] Rel Decreto 47/2007, de 19 de Enero, por el que se aprueba el Procedimiento básico para la certificación de eficiencia energética de edificios de nueva construcción. Disponible online: <http://www.mityc.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/CertificacionEnergetica/Normativa/Documents/R.D.C.E.E.E.pdf>
- [62] US Department of Energy, Crawley D.; Energy Systems Research Unit University of Strathclyde in Glasgow, Hand J.; University of Wisconsin-Madison, Kummert M.; National Renewable Energy Laboratory- Colorado USA, Griffith B; "Contrasting the capabilities of building energy performance simulation programs".

- [63] Paloma Rocío Cubillas Fernández, Octubre 2008. Universidad de Cádiz. Tesis Doctoral “Modelo de simulación térmica de edificios orientado al acoplamiento con sistemas de climatización”
- [64] Incropera F. P.; DeWitt D. P., 1990 Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 3rd edition, pp. 658–660. Wiley, New York
- [65] <http://www.energyplus.gov/>
- [66] <http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/openstudio.cfm>
- [67] <http://simulationresearch.lbl.gov/projects/gui>
- [68] <http://sel.me.wisc.edu/trnsys/>
- [69] <http://www.trnsys.com/>
- [70] Duffie J. A. and Beckman W. A., 1991. In 2nd edn, Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley, New York.
- [71] Oliva A., Costa M. and Pérez-Segarra C. D., 1991. Numerical simulation of solar collectors: the effect of nonuniform and nonsteady state or the boundary conditions. Solar Energy, Vol. 47, 5, p 359-373
- [72] Reddy K. S., Avanti P. and Kaushika N. D., 1999. Finite time thermal analysis of ground integrated-collector-storage solar water heater with transparent insulation cover. Int. J. Energy Res., 23, p 925-940
- [73] Minn M. A., Ng K. C., Khong W. H. and Melvin T., 2002. A distributed model for a tedlar-foil flat plate solar collector. Renewable Energy, 27, p507-523
- [74] Hassan M. M. and Beliveau Y., 2007. Design, construction and performance prediction of integrated solar roof collectors using finite element analysis. Construction and Building Materials, 21, p 1067-1078
- [75] Amer E.H., Jadeja P., Kayak J.K. and Sharma G.K. 1996. Comparison of two dynamic test methods for solar flat-plate collectors. Energy Conversion & Management. 39, p 285-293.
- [76] Amer E.H. and Nayak J.K., 1999. Evaluation of a transient test procedure for solar flat-plate collectors. Energy Conversion & Management, 24, p 979-995.
- [77] Peuser F.A., Remmers K.-H., Schnauss M. 2004. Sistemas solares térmicos. Diseño e instalación. ISBN 84-95693-20-8
- [78] EN 12975-2, Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods, 2006. European Committee for Standardization.
- [79] Norton B., 1992. Solar Energy Thermal Technology, 1ª edición, Springer-Berlag. ISBN 0-387-19583-1

- [80] Labus J., 2011 Modelling of small capacity absorption chillers driven by solar thermal energy or waste heat. Ph.D. Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Rovira i Virgili de Tarragona, España.
- [81] Florides G.A., Kalogirou S.A., Tassou S.A., Wrobel L.C., 2003. Design and construction of a LiBr-water absorption machine. *Energy Conversion and Management*; 44(15): 2483-508
- [82] Hellmann H.-M., Ziegler F.F. 1995. Simple absorption heat pump modules for system simulation programs. *ASHRAE Transactions*. 1999; 105.
- [83] <http://www.absorsistem.com/index.php/Yazaki/Catalogos-Yazaki.html>
- [84] T.E.S.S. Component libraries v2.0 for TRNSYSv16 and the TRNSYS Simulation Studio. Thermal energy system specialists
- [85] Kühn A., Ziegler F., 2005. Operational results of a 10 kW absorption chiller and adaptation of the characteristic equation. In: *Proceedings of First International Conference on Solar Air Conditioning*, 2005; Bad-Staffelstein, Germany.
- [86] Puig-Arnabat M., Lopez-Villada J., Bruno J.C., Coronas A., 2010. Analysis and parameter identification for characteristic equations of single- and double-effect absorption chillers by means of multivariable regression. *International Journal of Refrigeration*. 2010; 33(1): 70-8.
- [87] Manual de TRNSYS. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison.
- [88] Buckles W.E., Klein S.A., 1980. Analysis of solar domestic hot water heaters. *Solar energy*, Vol 25, 5, p 417 - 424
- [89] Viti A., 1996. DTIE 1.01 Preparación de agua caliente para usos sanitarios. ISBN: 84-921270-2-3
- [90] UNE 94002:2005 “Instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria: cálculo de la demanda energética”.
- [91] Molero N., Cejudo J.M., Domínguez F., y Carrillo A., 2011. Analysis of Some Configurations for Residential Solar Cooling Systems. *ISES Solar World Congress 2011*. ISBN: 978-3-9814659-0-7
- [92] Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios RITE 08 (Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio)
- [93] Zamora, M.; Bourouis, M.; Vallés, M.; Coronas, A., 2011. A new ammonia/lithium nitrate absorption chiller for solar cooling applications. *Ammonia Refrigeration Technology*, Ohrid, Macedonia, April 2011. IIR. Refrigeration Science and Technology Proceedings ISBN 978-2-913149-85-4
- [94] Zamora, M.; Bourouis, M.; Vallés, M.; Coronas, A., 2011. Development of a small capacity air-cooled ammonia/lithium nitrate absorption chiller -first cooling capacity and COP

measurements-. International Sorption Heat Pump Conference (ISHPC11), Padua, Italy April 2011. IIR. Refrigeration Science and Technology Proceedings ISBN 978-2-913149-87-8

[95] Taylor B.N. and Kuyatt, C. E., 1994 “Guideline for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results, National Institute for Standards and Technology, Technical Note 1297.

[96] Klein, S.A. (2007). Engineering Equation Solver (1992-2007). V8.017-3D

[97] Solar Combi+. Identification of most promising market and promotion of standardized system configuration for the market entry of small scale combined solar heating & cooling. Applications. Contract N°: EIE/07/158/SI2.466793

[98] Sparber W, Melograno P., Costa A., Rodríguez Santiago, J., 2007. Test facility for solar-assisted heating and cooling systems. 2nd International Conference Solar Air Conditioning. ISBN 978-3-934681-61-3

[99] Domínguez Muñoz, F., 2008. Diseño de sistemas térmicos bajo incertidumbre — aplicación a edificios e instalaciones solares. Ph.D. Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad de Málaga, España.

[100] Molero N., Zamora M., Cejudo J.M, Domínguez F., 2012. Instalación experimental de calefacción y refrigeración solar de pequeña potencia para el sector residencial. Modelado de componentes. CD de Actas del XV Congreso Ibérico y X Congreso Iberoamericano de Energía Solar. Vigo, Galicia, España. ISBN 978-84-615-9055-1. p 147-154

[101] Zamora M., Molero N., Cejudo J. M., Coronas A. 2011. Solar cooling and heating system using a new ammonia/lithium nitrate absorption chiller for residential sector. 4th International Conference Solar Air-Conditioning. - Larnaka – Cyprus ISBN 978-3-941785-48-9

[102] IDAE. 2007. Guía técnica. Diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos. ISBN: 978-84-96680-08-1

Anexo 1. Simulación detallada. Configuración 1

En este anexo se muestra en detalle el resultado de las simulaciones relativas a la configuración 1. Es una configuración del tipo “sólo solar”, y por tanto con un sistema auxiliar completamente independiente. Únicamente incluye acumulación de agua caliente (Figura A1-1).

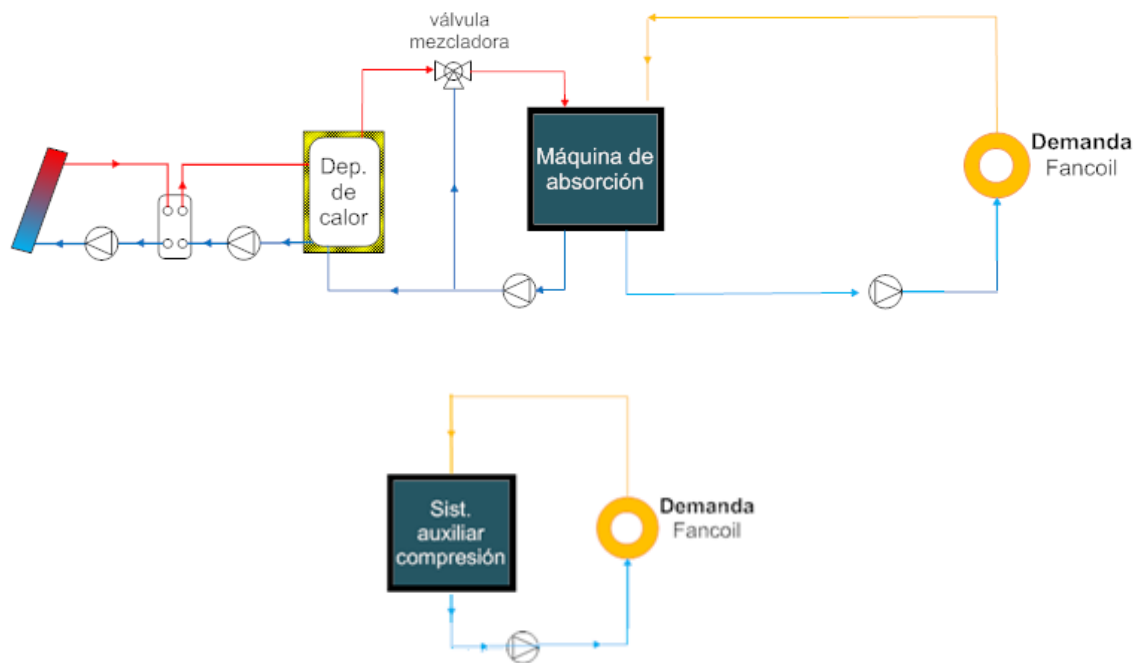


Figura A1-1. Configuración 1. Sistema sólo solar + equipo auxiliar en el local, con acumulación de calor

A continuación se detallan los esquemas de principio con la nomenclatura de las variables que intervienen en la simulación (caudales y temperaturas), así como la identificación de secciones donde se analiza el balance de energía.

Se analiza el caso base, definido de manera similar en todas las configuraciones y cuyas características se pueden consultar en los apartados 3.2 y 4.1.

Después se analiza la influencia que tienen diferentes factores (ciudad, área de captación, volumen de acumulación, tipo de captador e inclinación de los mismos, comportamiento del equipo de absorción y temperaturas de consigna).

La lógica de control se detalla en el apartado 2.3.2 y 2.3.3.

A1.1. Esquemas detallados

Los esquemas detallados que se presentan a continuación separan en dos partes la alimentación al fancoil en modo refrigeración y modo calefacción. Esto se hace así para tener más claramente identificados gráficamente los flujos de energía y las condiciones de funcionamiento entre ambos modos. En la realidad, la unidad terminal asociada al sistema solar es única, de manera que en modo calefacción la alimentación al fancoil se produce directamente desde el depósito de agua sin pasar por el equipo de absorción. Para ello es necesario un juego de válvulas de 3 vías que no se detalla en los siguientes esquemas.

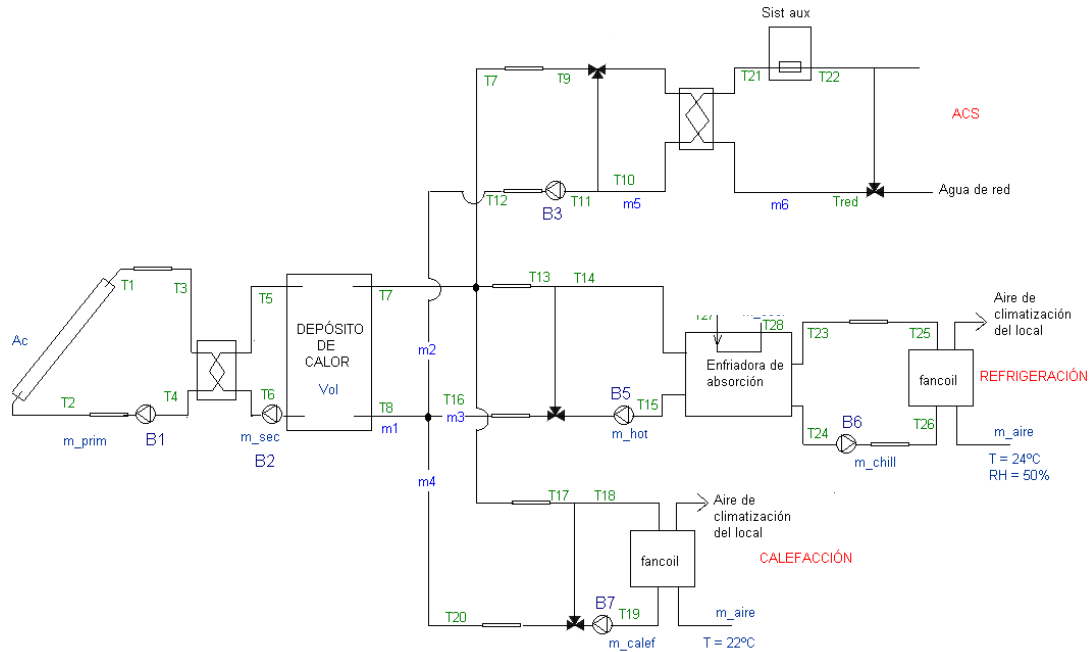


Figura A1-2. Variables de simulación. Configuración 1

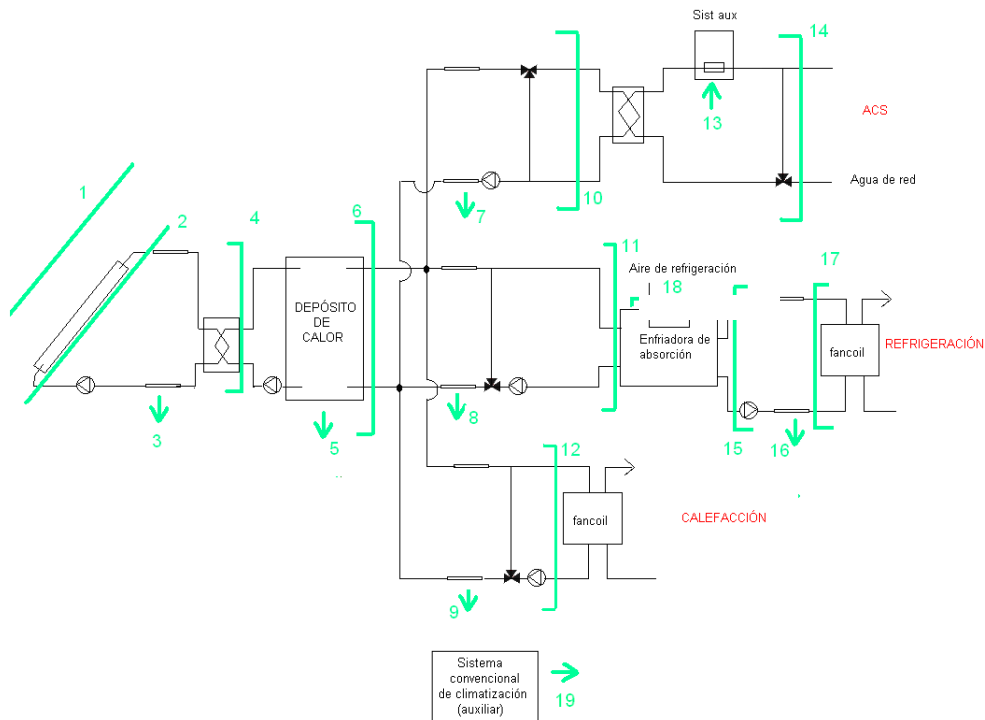


Figura A1-3. Balances de energía. Configuración 1.

A1.2. Resultados del caso base

A continuación se muestran varias gráficas con el comportamiento **mensual** del sistema seguido de dos tablas con los parámetros más significativos y los flujos de energía respectivamente obtenidos en la simulación y con carácter **anual**.

En la Figura A1-4 se puede ver la evolución de la demanda de refrigeración, calefacción y ACS, así como la parte de demanda cubierta con energía solar. La demanda de refrigeración es significativamente mayor que la demanda de calefacción. La cobertura de refrigeración con energía solar es mayor en términos absolutos en los meses de mayor demanda a pesar de que el porcentaje sea menor, que oscilando entre el 80% en meses intermedios y el 40% en meses de mayor demanda (Figura A1-5). Esto se produce porque el incremento de demanda del edificio en meses centrales de verano es mayor al incremento de disponibilidad solar.

La demanda de ACS se proporciona íntegramente con energía solar en modo verano cuando el equipo proporciona refrigeración. Y entre un 80% y un 100% en modo calefacción. En modo refrigeración, el depósito solar está a una temperatura media alta, ya que se necesita un mínimo de 75°C para poder utilizarse en el equipo de absorción. Esto unido a que la demanda de ACS es pequeña en comparación con el dimensionado del sistema explica este 100% de cobertura.

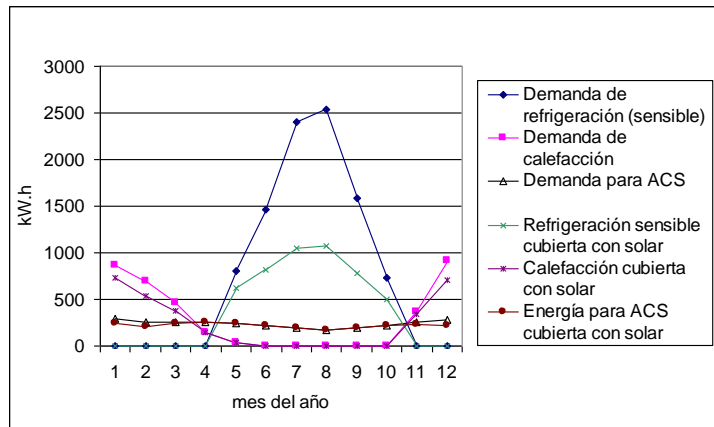


Figura A1-4. Demanda y cobertura mensuales con energía solar. Caso base de la configuración1. Málaga

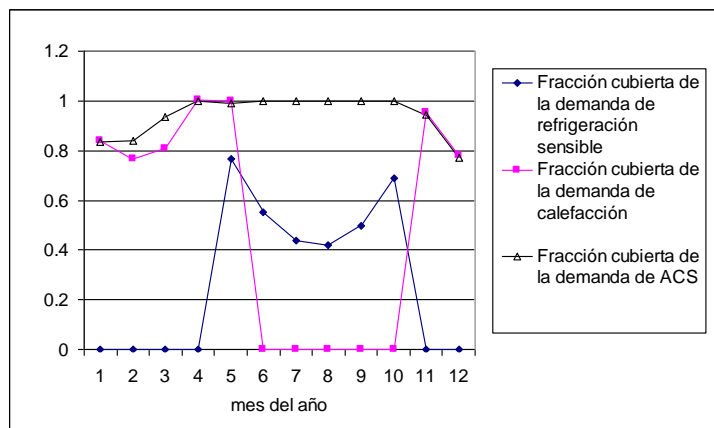


Figura A1-5. Fracción mensual de la demanda cubierta con energía solar. Caso base de la configuración1. Málaga

Comparación energética:

Datos generales

Área de captación	30	m ²
Volumen de acumulación de calor	1200	l

Número de horas en las que funcionan:

Las bombas del circuito de captación solar activas (B1, B2)	2219	h
Las bombas del circuito de refrigeración activas (B5, B6)	818	h
Las bombas del circuito de calefacción (B7)	1457	h
Las bombas del circuito de ACS (B3)	6934	h

Energía térmica demandada

Calefacción	3490	kWh
Refrigeración SENS	9529	kWh
ACS	2847	kWh

Energía térmica auxiliar

Calefacción	611	kWh
Refrigeración SENS	4691	kWh
ACS	183	kWh

Radiación total sobre el captador	58523	kWh
Calor anual producido por el captador solar ^[*]	16619	kWh
Producción anual de frío con energía solar (SENS) ^[*2]	4838	kWh
Producción anual de frío con energía solar (TOTAL) ^[*3]	5933	kWh
Producción anual de calefacción con energía solar ^[*4]	2879	kWh

Energía solar útil ^[*5]	13838	kWh
Eficiencia neta de la captación ^[*6]	28.40	%
Eficiencia neta del captador solar ^[*7]	35.26	%
COP de la enfriadora de absorción	0.72	-
Energía útil de captadores por área de captación ^[*8]	553.96	kWh/m ²
Energía solar útil por área de captación	461.27	kWh/m ²
Energía ahorrada para calefacción por área de captación	95.98	kWh/m ²
Energía ahorrada para refrigeración (sens) por área de captación	161.26	kWh/m ²
Energía ahorrada para ACS por área de captación	88.80	kWh/m ²

Calefacción (%) cubierta con energía solar	82.51	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	50.77	%
ACS (%) cubierta con energía solar	93.57	%
Demanda cubierta con energía solar	65.43	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	73.21	°C
De alimentación a la máquina de absorción	86.20	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	55.48	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	7.07	°C

^[*] Flujo [2] (ver Figura A1-3),

^[*2] Energía del flujo [17] que se invierte en combatir demanda sensible de refrigeración,

^[*3] Flujo [17],

^[*4] Flujo [12],

^[*5] Suma de los flujos de calor [10], [11] y [12],

^[*6] Relación entre los flujos [2] y [1],

^[*7] Relación entre los flujos [2] y [1] cuando el circuito de captación está activo,

^[*8] Flujo [2] en relación al área de captación

Conviene destacar que la aclaración realizada al final de la tabla anterior con algunos de los parámetros (a pie de tabla) no se repite en las posteriores tablas de similares características.

Este tipo de aclaraciones se realiza exclusivamente en la primera tabla con los resultados del caso base de cada configuración. Los valores mostrados son de carácter **anual**.

FLUJO	Energía [kW.h]	Reparto primario [%]
(1) Radiación sobre captadores	58522.57	100
(2) Energía cedida por los captadores al fluido primario	16618.72	28.40
(3) Pérdidas en las tuberías del primario	140.78	0.24
(4) Energía transferida en el intercambiador de calor	16405.87	28.03
(5) Pérdidas del acumulador solar	2400.37	4.10
(6) Energía extraída del acumulador solar	13916.01	23.78
(7) Pérdidas en la distribución de agua caliente	27.25	0.05
(8) Pérdidas en la distribución de agua caliente	17.50	0.03
(9) Pérdidas en la distribución de agua caliente	42.35	0.07
(10) Energía térmica de entrada al intercambiador de calor de ACS	2662.83	4.55
(11) Energía térmica de entrada a la máquina de absorción	8295.98	14.18
(12) Energía térmica de entrada al circuito de calefacción	2879.39	4.92
(13) Energía auxiliar térmica para A.C.S.	183.14	0.31
(14) Energía térmica total suministrada para A.C.S. (solar y auxiliar)	2847.07	4.86
(15) Energía evacuada en el evaporador de la máquina de absorción	5943.61	10.16
(16) Pérdidas en la distribución de agua fría	-10.70	-0.02
(17) Energía térmica evacuada por el fancoil en modo frío	5933.15	10.14
(18) Energía térmica evacuada por la máquina de absorción en el condensador-absorbedor	14278.83	24.40
(19a) Energía térmica auxiliar para calefacción	610.54	1.04
(19b) Energía térmica (SENSIBLE) auxiliar para refrigeración	4691.35	8.02
(20) Refrigeración (sensible) cubierta con energía solar	4837.93	8.27
(21) Demanda sensible de refrigeración	9529.28	16.28
(22) Demanda de calefacción	3489.92	5.96
(23) Demanda térmica de A.C.S.	2847.07	4.86
Energía térmica acumulada en el depósito caliente	80.67	0.14

En esta tabla, todos los valores porcentuales presentados tienen de referencia el 100% de energía solar que incide en captadores, siendo todos ellos valores térmicos. Así por ejemplo, para calcular la cobertura de calefacción con energía solar hay que considerar la energía térmica de entrada al circuito de calefacción (12) respecto a la demanda (22), que sería del 83%.

De toda la radiación que llega a los captadores, la energía que los captadores consiguen ceder al fluido primario es del 28.4%, de los que sólo el 83% se aprovecha debido a las pérdidas térmicas en acumulación y tuberías. De esta energía, un 19.4% se destina a ACS, un 20.7% para calefacción, y un 60% para alimentar el equipo de absorción en modo refrigeración, el cual funciona con un rendimiento medio anual del 72%.

A1.3. Influencia de la ciudad

La disponibilidad de energía solar (Figura 3-27) difiere de manera importante en las ciudades estudiadas. La mayor disponibilidad se produce en Málaga con 1950 kWh por cada m² de captación para una inclinación de 30°, siendo un 12% menor en Madrid y un 34% menor en San Sebastian.

La diferencia de demanda en cada una de las ciudades (Figura 3-28), tanto en valores absolutos como en relación entre demanda de refrigeración y de calefacción es también importante. Teniendo en cuenta que la vivienda tiene 128m², la demanda térmica en refrigeración es de 74 kWh/m², 43 kWh/m² y 8 kWh/m² en Málaga, Madrid y San Sebastián respectivamente; y la de calefacción y ACS de 46 kWh/m², 110 kWh/m² y 121 kWh/m².

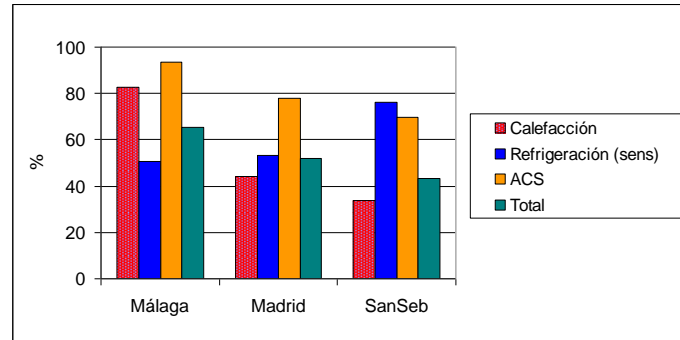


Figura A1-6. Climatización y ACS (%) cubierta con energía solar para cada ciudad. Confi

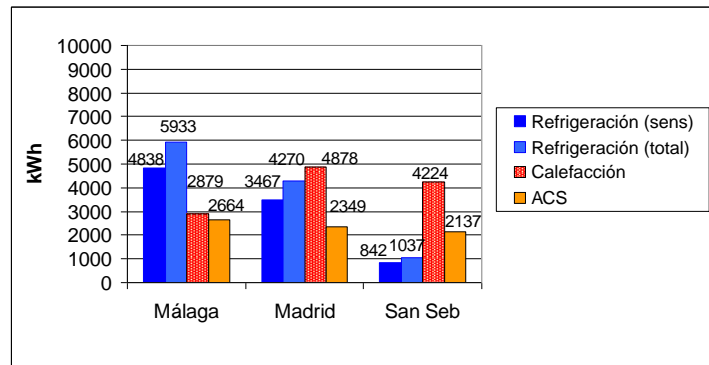


Figura A1-7. Climatización y ACS cubierta con energía solar para cada ciudad. Confi

En las siguientes figuras se puede ver la cobertura solar de la demanda en % y valores absolutos. Aunque el porcentaje total sea mayor en Málaga, la demanda en valor absoluto es mayor en Madrid. Al final, en ambos casos se consiguen coberturas solares en términos absolutos similares que rondan los 80 kWh por m² de vivienda, repartidos en una relación refrigeración/calefacción de 50/50 40/60 en Málaga y Madrid respectivamente. En San Sebastián, la baja demanda de refrigeración para este estudio concreto haría descartar un sistema de refrigeración solar.

A1.4. Influencia del área de captación

El área de captación es un parámetro muy importante. Su incremento supone un aumento de cobertura de la demanda con energía solar y por tanto una reducción de energía auxiliar térmica requerida.

La cobertura de la demanda en Málaga aumenta desde un 51.4% hasta un 75.5% si el área de captación aumenta de 20m² a 40m².

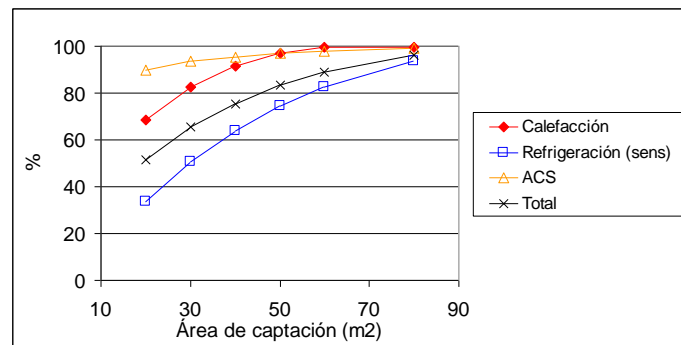


Figura A1-8. Influencia del área de captación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Confi

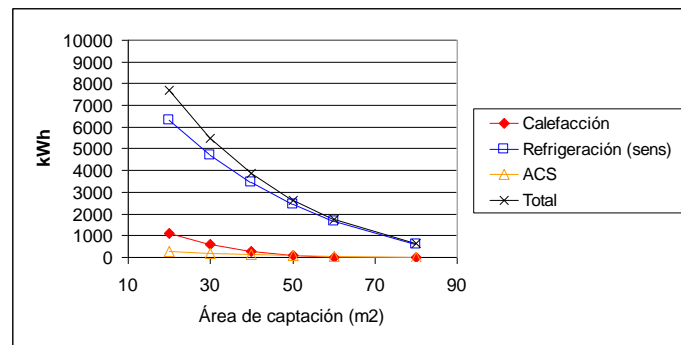


Figura A1-9. Influencia del área de captación en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Confi

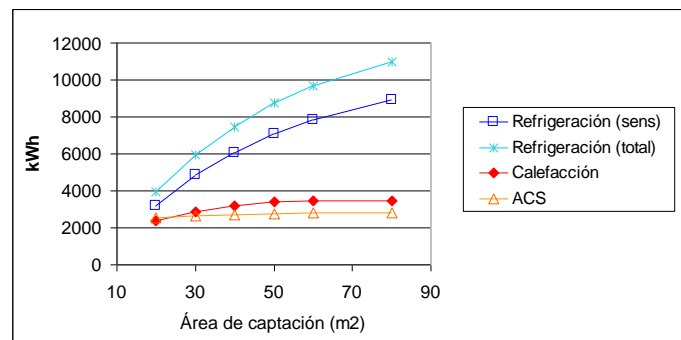


Figura A1-10. Influencia del área de captación en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga. Confi

Comparación energética:

Datos generales

Área de captación	20	30	40	50	60	80	m2
Volumen de acumulación de calor	800	1200	1600	2000	2400	3200	l
Energía térmica auxiliar							
Calefacción	1103	611	292	98	20	13	kWh
Refrigeración	6323	4691	3465	2433	1674	607	kWh
ACS	290	183	128	88	55	19	kWh
Eficiencia neta de la captación	31.70	28.40	25.67	23.52	21.54	18.40	%
Eficiencia neta del captador solar	38.01	35.26	33.40	31.92	30.58	28.26	%
COP de la enfriadora de absorción	0.72	0.72	0.71	0.71	0.71	0.70	-
Calefacción (%) cubierta con energía solar	68.39	82.51	91.63	97.20	99.42	99.62	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	33.65	50.77	63.64	74.47	82.43	93.63	%
ACS (%) cubierta con energía solar	89.83	93.57	95.49	96.91	98.05	99.34	%
Demanda cubierta con energía solar	51.37	65.43	75.51	83.50	88.97	95.97	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	68.04	73.21	77.84	81.84	85.58	91.98	°C
De alimentación a la máquina de absorción	82.53	86.20	88.58	89.71	90.78	92.24	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	49.24	55.48	59.37	62.68	65.87	70.82	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	7.11	7.07	7.03	7.00	7.00	7.00	°C

Mayor área de captación hace que las temperaturas de trabajo de captadores aumenten y por tanto disminuya el rendimiento. Aumentan también las pérdidas térmicas al ambiente en la acumulación. En caso de haber mantenido el volumen total de acumulación en lugar de la relación de volumen entre área de captación, el impacto sería algo menor; ya que tendríamos un mayor aumento de temperaturas de trabajo y por tanto de pérdida de eficiencia en captadores.

En Madrid, la cobertura solar aumenta desde un 39.37% hasta un 61.7% si el área de captación aumenta de 20m² a 40m². Aunque en términos de porcentaje hay entorno a un 10% - 15% de diferencia con Málaga, esto no se aprecia prácticamente en términos absolutos debido a que la demanda total en Madrid es aproximadamente un 12% superior.

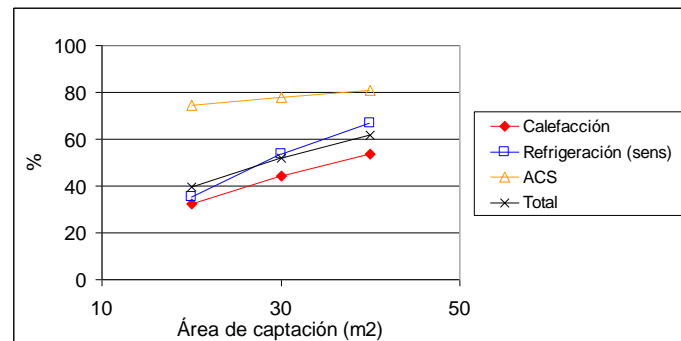


Figura A1-11. Influencia del área de captación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Madrid. Confi

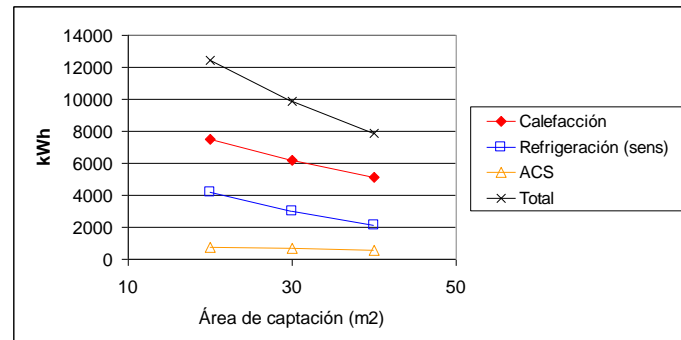


Figura A1-12. Influencia del área de captación en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Madrid. Confi

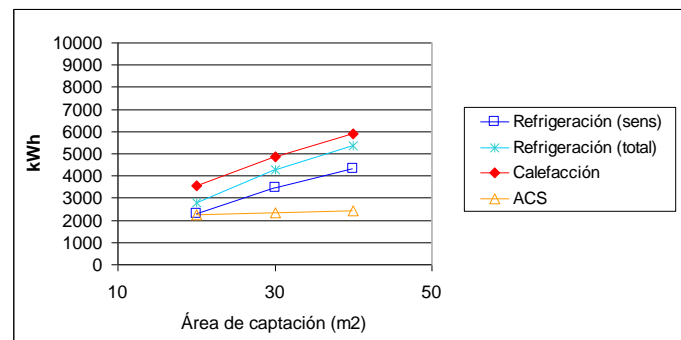


Figura A1-13. Influencia del área de captación en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Madrid. Confi

Y en San Sebastián la cobertura de la demanda aumenta desde un 33.5% hasta un 51.1% si el área de captación aumenta de 20m² a 40m².

En la siguiente tabla se presenta un resumen de la influencia en térmicos porcentuales para las 3 ciudades estudiadas. La tendencia en % es similar entre ciudades, pero partiendo de diferentes valores, ya que esto depende de la relación entre demanda, diferente para cada ciudad; y disponibilidad solar, que es proporcional al área de captadores.

Porcentaje de demanda cubierto con energía solar				
Área de captación (m ²)	20	30	40	m ²
Málaga	51.37	65.43	75.51	%
Madrid	39.37	52.04	61.70	%
San Sebastián	33.49	43.26	51.09	%

Porcentaje de demanda de refrigeración con energía solar				
Área de captación (m ²)	20	30	40	m ²
Málaga	33.65	50.77	63.64	%
Madrid	35.13	53.42	66.90	%
San Sebastián	23.77	33.84	42.45	%

Porcentaje de demanda de calefacción con energía solar				
Área de captación (m ²)	20	30	40	m ²
Málaga	68.39	82.51	91.63	%
Madrid	32.25	44.15	53.44	%
San Sebastián	53.50	75.98	88.55	%

A1.5. Influencia del volumen de acumulación

Este parámetro también es estudiado de manera diferenciada para las tres ciudades objeto de estudio. Aumentar el volumen de acumulación supone en todos los casos un aumento de la cobertura de calefacción. En cambio, aumentarlo por encima de un determinado valor (el cual depende de cada ciudad estudiada, es decir, de su demanda y climatología) puede llegar a suponer un descenso en la cobertura de la demanda de refrigeración. Los factores que dan lugar a ese comportamiento se analizarán posteriormente.

A1.5.1. Málaga

Se observa un volumen de acumulación óptimo de 40l/m² para un área de captación de 30m² en cuanto a cobertura de refrigeración, pero la variación es poco significativa. Respecto a la cobertura de calefacción la tendencia es monótona creciente con el aumento de acumulación. Al ser significativamente menor la demanda de calefacción que la de refrigeración para el caso de

Málaga sucede que en el cómputo global no influye de manera determinante. Por lo que 40l/m² se fija como un valor adecuado de acumulación.

Comparación energética:

Datos generales

Volumen de acumulación por área de captación	20	30	40	50	60	80	100	l/m ²
Área de captación	30	30	30	30	30	30	30	m ²
Volumen de acumulación de calor	600	900	1200	1500	1800	2400	3000	l

Energía térmica auxiliar

Calefacción	995	772	611	503	416	282	202	kWh
Refrigeración	4797	4707	4691	4719	4767	4863	4943	kWh
ACS	217	192	183	183	184	186	190	kWh

Energía solar útil	13302	13670	13838	13881	13875	13827	13751	kWh
Eficiencia neta de la captación	26.20	27.48	28.40	29.03	29.55	30.38	31.00	%
Eficiencia neta del captador solar	33.76	34.59	35.26	35.87	36.20	36.87	37.27	%
COP de la enfriadora de absorción	0.71	0.71	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	-

Calefacción (%) cubierta con energía solar	71.48	77.88	82.51	85.58	88.07	91.92	94.21	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	49.66	50.61	50.77	50.48	49.97	48.97	48.13	%
ACS (%) cubierta con energía solar	92.36	93.25	93.57	93.58	93.54	93.46	93.34	%
Demanda cubierta con energía solar	62.12	64.26	65.43	65.94	66.17	66.40	66.38	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	73.12	73.40	73.21	72.83	72.48	71.65	70.92	°C
De alimentación a la máquina de absorción	89.09	87.52	86.20	85.19	84.51	83.41	82.63	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	56.17	56.21	55.48	54.66	53.98	52.88	52.08	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	7.07	7.07	7.07	7.07	7.07	7.07	7.07	°C

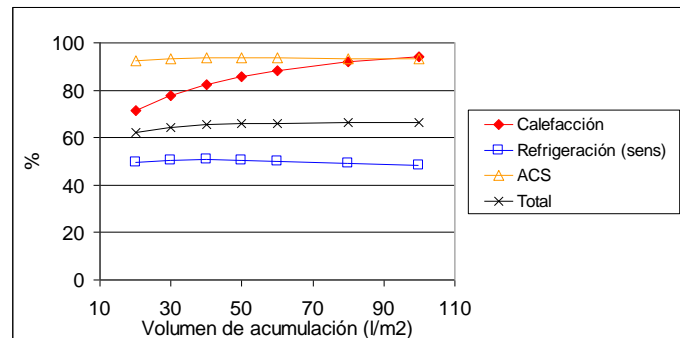


Figura A1-14. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Confi

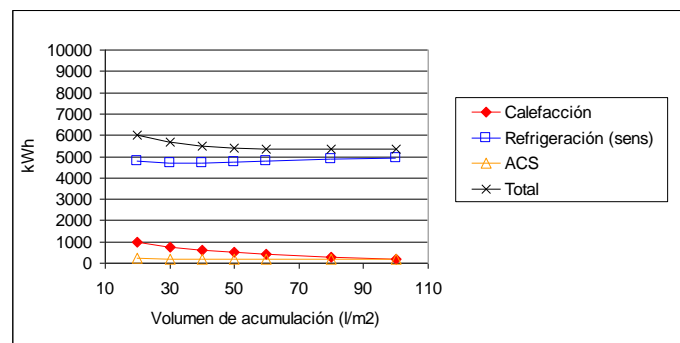


Figura A1-15. Influencia del volumen de acumulación en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Confi

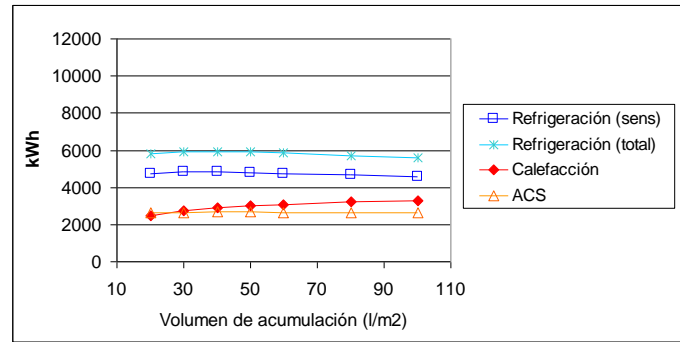


Figura A1-16. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga. Confi

A continuación se analiza la influencia de este factor para diferentes valores de área de captación. En concreto se observa una tendencia muy similar en calefacción, tanto para un área menor (20m^2) como mayor (40m^2). Y en refrigeración se observa que si el área de captación disminuye, disminuye también el volumen de acumulación que maximiza la refrigeración obtenida con energía solar y viceversa (Figura A1-17).

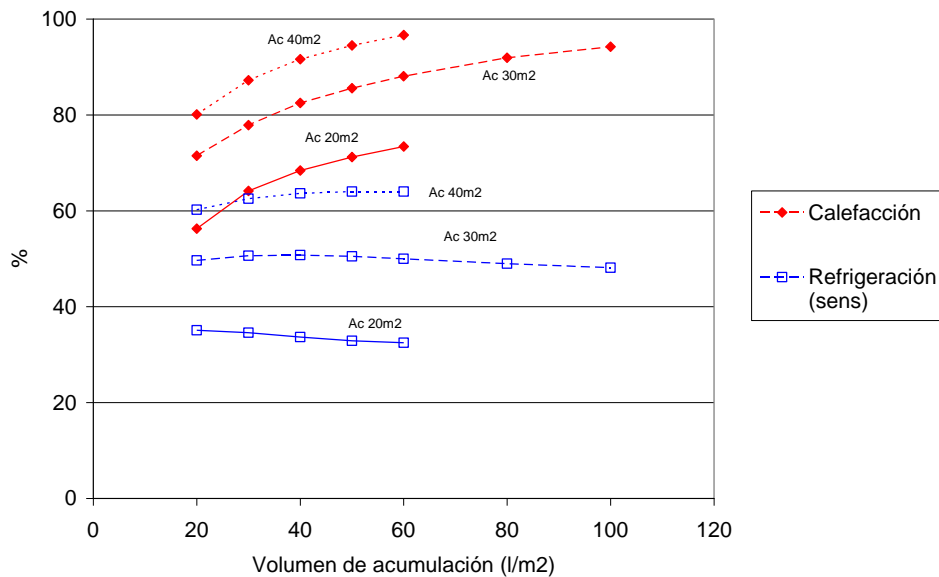


Figura A1-17. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (%) de climatización con energía solar para distintos valores de área de captación. Málaga. Confi

Esto es consecuencia directa de la necesidad de aprovechar bien la coincidencia temporal entre disponibilidad solar y demanda de frío para maximizar los resultados. El tiempo que transcurre desde que comienza la captación solar hasta que el depósito caliente alcanza la temperatura suficiente para activar la máquina de absorción es menor si el volumen de acumulación disminuye o el área de captación aumenta. También es cierto que disminuir la acumulación supone un detrimento en la eficiencia de captación como consecuencia del aumento de temperatura media con que trabaja la captación, pero esto afecta más en caso de áreas de captación elevadas, no siendo realmente significativo para áreas de captación pequeñas. En caso

de áreas elevadas, un mayor volumen permite limitar en parte este aumento de temperaturas por lo que en estos casos el volumen óptimo de acumulación aumenta.

De manera que el resultado final será un compendio entre las ventajas e inconvenientes que en cada caso supone el aumento de volumen de acumulación, encontrándose un volumen óptimo en refrigeración que depende del área de captación a igualdad del resto de parámetros del sistema (Figura A1-17).

Para comprender mejor lo que ocurre se presenta la Figura A1-18 en la que, para un día concreto de verano, se analiza con áreas de captación de 20m² y 40m² la diferencia entre tener un volumen de acumulación de 20l/m² y 50l/m², a partir de la representación de varios flujos de energía que tienen lugar. Se observa que áreas pequeñas junto a volúmenes de acumulación pequeños suponen un ligero incremento de arranques y paradas de la máquina de absorción.

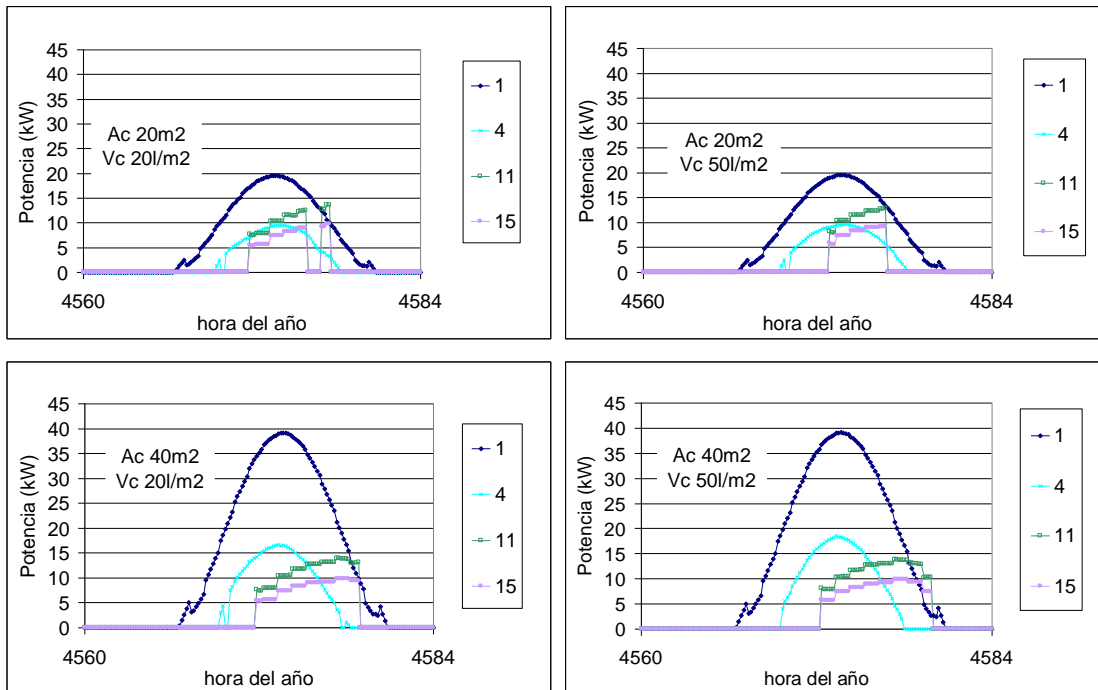


Figura A1-18. Flujos de energía en un día de verano con 20m² y 40m² de área de captación, y 20l/m² y 50l/m² de volumen de acumulación. Radiación incidente en captadores (1), energía solar captada (4), flujo de entrada al generador de la máquina de absorción (11) y evacuada en el evaporador de la máquina de absorción (15). Málaga. Confi

El funcionamiento del sistema en modo refrigeración es el siguiente. A principio del día cuando ya hay demanda de frío, el depósito acumulador no alcanza suficiente temperatura caliente para activar la máquina de absorción. Posteriormente el depósito alcanza la temperatura suficiente para activar el generador de la máquina de absorción (antes cuanto mayor sea el área de captación y menor sea el volumen de acumulación). Y este equipo está funcionando durante un número de horas diarias (mayor cuanto mayor sea el área de captación) hasta que la temperatura del depósito desciende bajo el mínimo que permite activar el sistema. Es en este momento en el cual se desactiva, y nos encontramos con que la radiación solar suele ser ya

demasiado baja por lo que no consigue incrementar la temperatura del depósito acumulador por encima de la mínima que permitiría poner en marcha nuevamente la máquina de absorción cuando aún sigue existiendo demanda. En cambio, para áreas pequeñas junto con volúmenes pequeños de acumulación podría ocurrir que el ciclo descrito se repita como se observa en la Figura A1-18 (arriba izquierda).

A1.5.2. Madrid

El igual que en Málaga, en Madrid el volumen óptimo de acumulación es de 40l/m² para un área de captación de 30m² en cuanto a cobertura de refrigeración. Y para la cobertura de calefacción la tendencia es monótona creciente con el aumento de acumulación. La demanda de calefacción es mayor aquí que para el caso de Málaga, por lo que influye en mayor medida en el cómputo global.

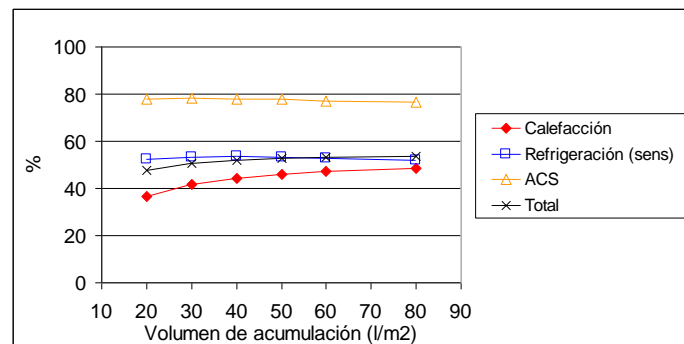


Figura A1-19. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Madrid. Confianza

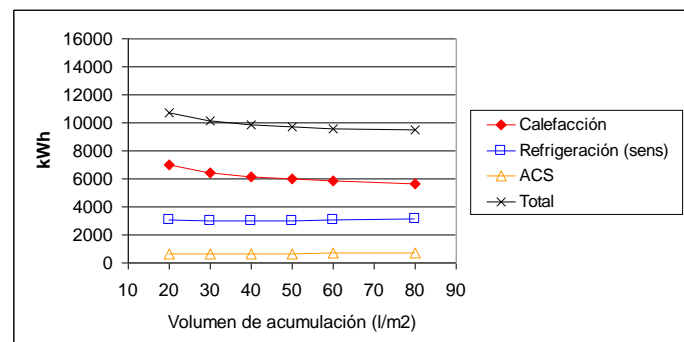


Figura A1-20. Influencia del volumen de acumulación en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Madrid. Confianza

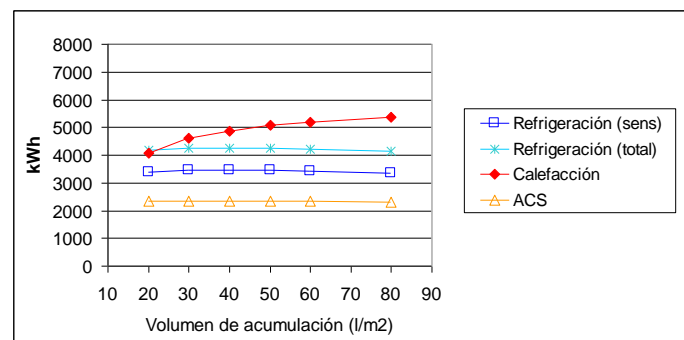


Figura A1-21. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Madrid. Confianza

A continuación se analiza también la influencia de este factor para diferentes valores de área de captación (Figura A1-22). Se obtienen las mismas conclusiones que en el caso analizado anteriormente para Málaga.

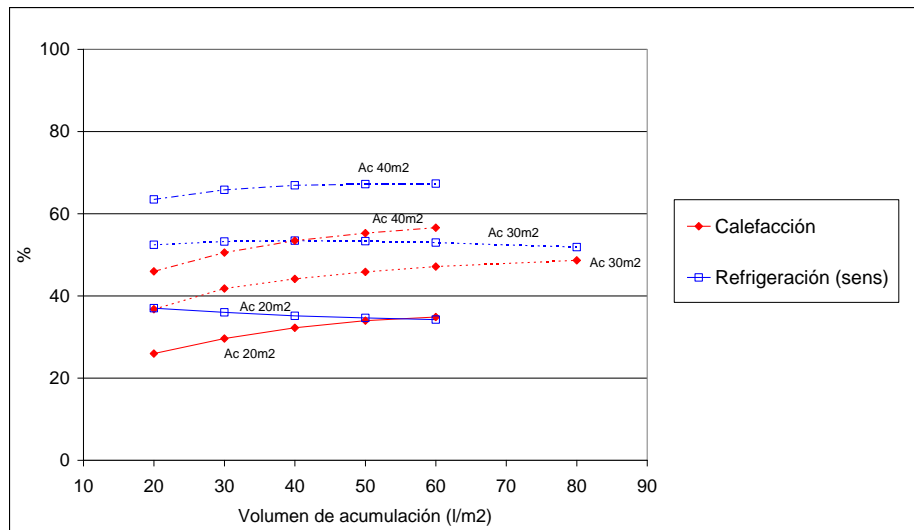


Figura A1-22. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (%) de climatización con energía solar para distintos valores de área de captación. Madrid. Confi

En resumen, un valor entre 30 l/m² y 40 l/m² es suficiente. Aumentar por encima de estos valores no tiene sentido.

7.1.1.1. San Sebastián

En San Sebastián se observa un comportamiento similar en refrigeración (Figura A1-23). Pero teniendo en cuenta que allí es mucho más importante la demanda de calefacción, es más interesante un mayor volumen (respecto a los anteriores casos de Málaga y Madrid) para maximizar la cobertura con energía solar.

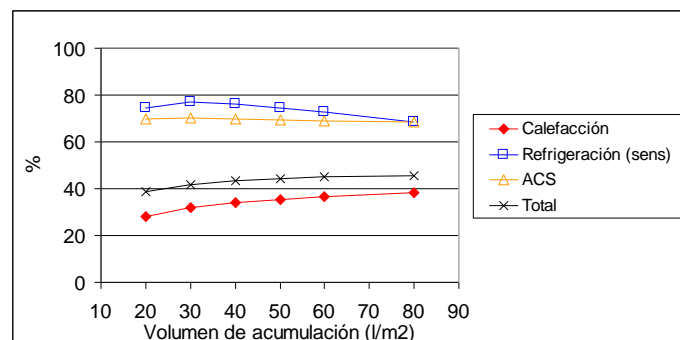


Figura A1-23. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. San Sebastián (Área de captación: 30m²). Confi

Se analiza a continuación esta misma influencia para diferentes áreas de captación (Figura A1-24, Figura A1-25). Se observa claramente la mayor influencia en términos absolutos en la cobertura de calefacción.

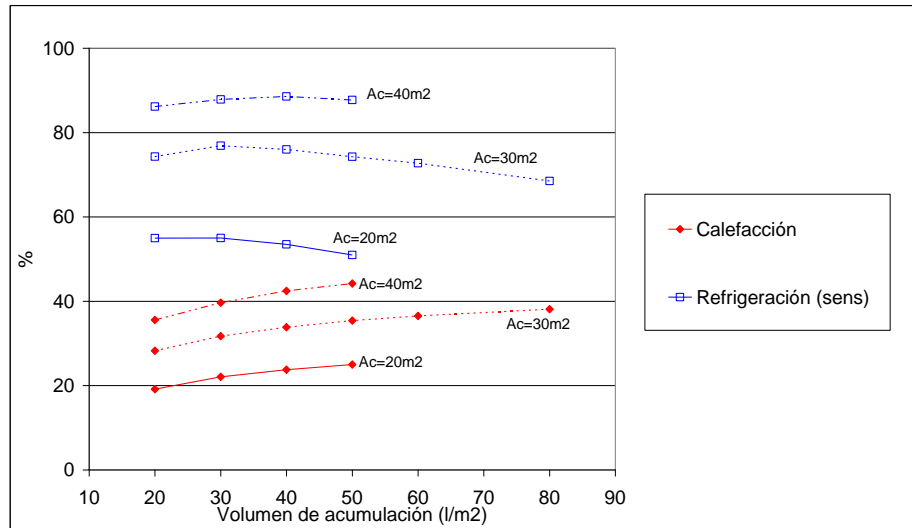


Figura A1-24. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (%) de climatización con energía solar para distintos valores de área de captación. San Sebastián. Confi

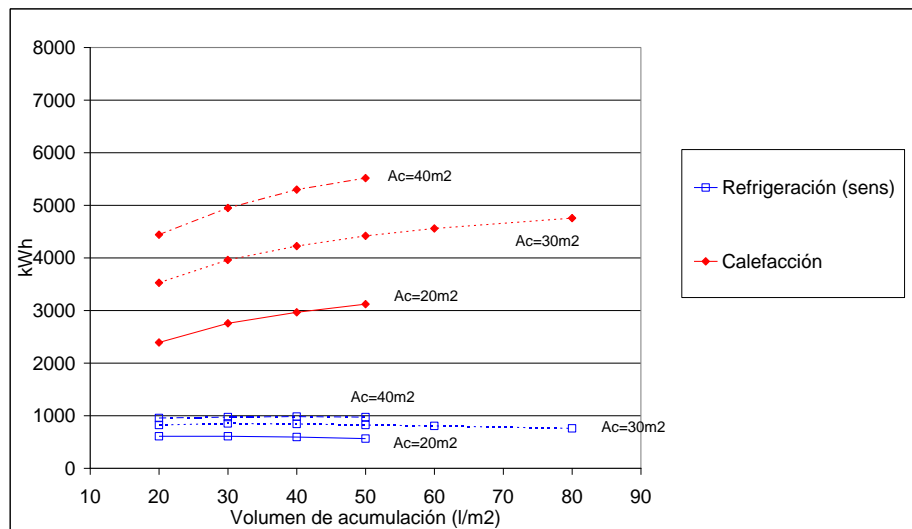


Figura A1-25. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (kWh) de climatización con energía solar para distintos valores de área de captación. San Sebastián. Confi

A1.6. Influencia de la inclinación de captadores

Se comprueba que un aumento en la inclinación de los captadores favorece la cobertura de la demanda en época de invierno en detrimento del comportamiento en época de verano. Esto es lógico teniendo en cuenta el ángulo de incidencia que en cada caso tiene la radiación solar sobre el captador.

En las tres ciudades objeto de estudio (Málaga, Madrid y San Sebastián) se maximiza la cobertura de refrigeración y calefacción respectivamente para una inclinación de 20° y 50° aproximadamente. En función de la distribución de demanda entre calefacción y refrigeración en cada ciudad, nos encontramos con una inclinación óptima diferente y que maximiza la cobertura total de la demanda. Este factor se va a analizar en esta configuración para las tres ciudades, pero en posteriores configuraciones exclusivamente se realizará para Málaga.

En algunos casos podría plantearse tener dos posiciones para los captadores en función de que trabajen en época de verano o de invierno. Esto podría ser adecuado en el caso de que tanto en calefacción como en refrigeración los términos absolutos (kWh) de cobertura de la demanda sufriesen cambios significativos, pudiendo justificar el coste adicional que supondría una estructura de soporte de captadores con dos posiciones según el aumento de cobertura de la demanda con energía solar. Pero en principio esto no es habitual y la mejora es poco significativa como para justificar la complejidad y coste adicionales como posteriormente será comentado.

En Málaga, el máximo de energía solar útil se produce para una inclinación entre 20° y 30° como se observa en detalle en la siguiente tabla y en la Figura A1-26. En Madrid y San Sebastián, la inclinación óptima es de 40° (Figura A1-27 y Figura A1-28)

Inclinación	20	30	40	50	60	°
Producción anual de frío con energía solar (SENS)	4974	4838	4409	3740	2837	kWh
Producción anual de frío con energía solar (TOTAL)	6102	5933	5405	4584	3474	kWh
Producción anual de calefacción con energía solar	2770	2879	2935	2953	2938	kWh
Producción anual de ACS con energía solar	2618	2664	2685	2693	2690	kWh
TOTAL (Ref sen , clf y ACS)	10362	10381	10028	9386	8464	kWh
TOTAL (Ref total , clf y ACS)	11490	11476	11025	10230	9102	kWh

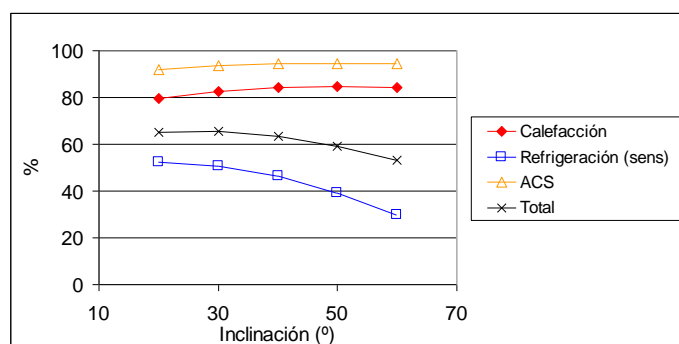


Figura A1-26. Influencia de la inclinación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Confi

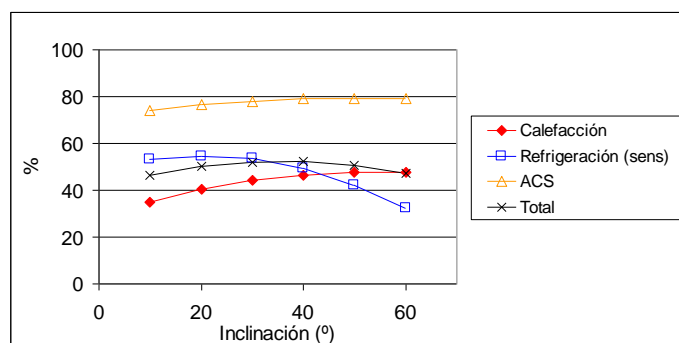


Figura A1-27. Influencia de la inclinación en la cobertura (%) de la demanda. Madrid. Confi

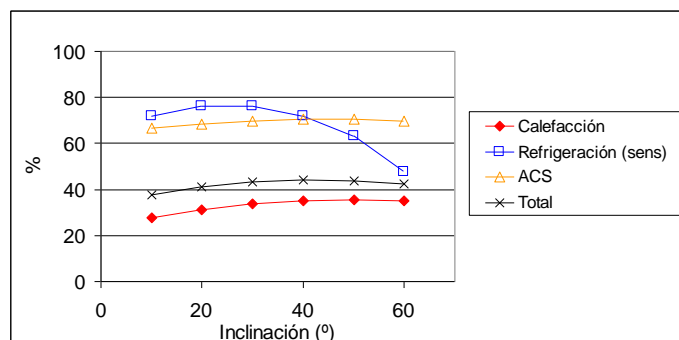


Figura A1-28. Influencia de la inclinación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. San Sebastián. Confi

A1.7. Influencia del tipo de captador

El tipo de captador utilizado es un parámetro fundamentalmente en la cobertura de la demanda con energía solar (Figura A2-29 y tabla), fundamentalmente la de refrigeración. Es lógico teniendo en cuenta que en este caso es cuando el captador trabaja con mayores temperaturas que es donde más diferencia de rendimiento hay entre los captadores utilizados. El mismo análisis para Madrid y San Sebastián se presenta en la Figura A1-30 y Figura A1-31 respectivamente.

Además, utilizar un captador de bajo rendimiento aumenta el número de arranques y paradas de la máquina de absorción al igual que ocurre al disminuir el área de captación.

Las curvas de comportamiento y otros detalles de los captadores utilizados en las simulaciones se pueden consultar en el apartado 3.2.1.

Comparación energética:

Datos generales

Tipo de captador

Energía térmica auxiliar

	Tipo 0	Tipo 1	Tipo 2	Tipo 3	
Calefacción	346	611	757	816	kWh
Refrigeración	3148	4691	5606	6271	kWh
ACS	119	183	228	253	kWh

Energía solar útil	16970	13838	12045	10811	kWh
Eficiencia neta de la captación	34.60	28.40	24.90	22.51	%
Eficiencia neta del captador solar	42.80	35.26	32.54	30.98	%
COP de la enfriadora de absorción	0.71	0.72	0.72	0.72	-
Calefacción (%) cubierta con energía solar	90.08	82.51	78.32	76.62	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	66.97	50.77	41.17	34.19	%
ACS (%) cubierta con energía solar	95.83	93.57	91.99	91.10	%
Demanda cubierta con energía solar	77.23	65.43	58.46	53.74	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	81.48	73.21	68.72	65.80	°C
De alimentación a la máquina de absorción	90.01	86.20	84.04	82.56	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	62.31	55.48	51.48	48.69	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	7.03	7.07	7.09	7.09	°C

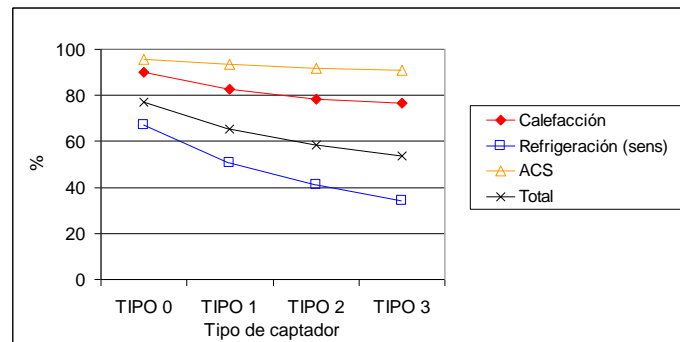


Figura A1-29. Influencia del tipo de captador en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Confi

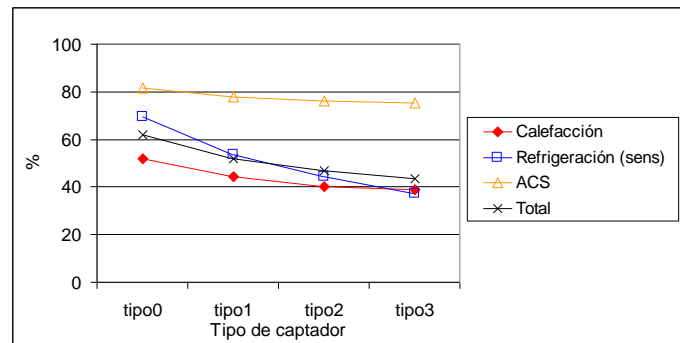


Figura A1-30. Influencia del tipo de captador en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Madrid. Confi

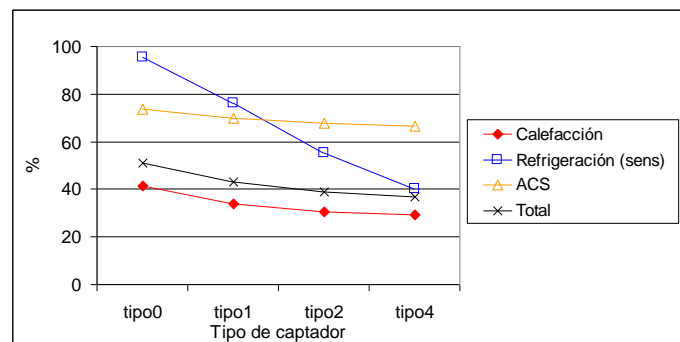


Figura A1-31. Influencia del tipo de captador en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. San Sebastián. Confi

En base a las eficiencias de captación medias anuales se concluye que el sobre coste respecto al captador de menor rendimiento estaría justificado si está por debajo del valor presentado en la siguiente tabla.

	Tipo0	Tipo1	Tipo2	Tipo3
Coste máximo justificable	154%	126%	111%	100%

Teniendo en cuenta que el captador de referencia en los estudios es el tipo 1, se concluye que pasar a captador tipo 0 seguiría siendo justificable incluso si este supone un 20% de incremento de coste.

A1.8. Influencia del comportamiento de la máquina de absorción

En este apartado se consideran varias opciones. El caso 1 coincide con el caso base, es decir, aquel en que no se considera un peor comportamiento de la máquina a carga parcial. El caso 2 considera un detrimento del comportamiento de la máquina ante condiciones de carga parcial (consultar apartado 424.5 para más información). Los casos 3 y 4 reducen el valor del COP nominal desde 0.695 a 0.6 y 0.4 respectivamente.

Como conclusión de las simulaciones destaca que considerar el detrimento de eficiencia a carga parcial (caso 2) es equivalente a disminuir el COP nominal de 0.695 a 0.60 (caso 3). Este descenso de COP implica una bajada de cobertura de refrigeración desde el 51% al 45% como se comprueba en la siguiente tabla. Además se produce un descenso de COP medio desde 0.72 en el caso 1 a 0.61 y 0.62 en los casos 2 y 3. En el caso 4 hay un mayor descenso del COP nominal que hace descender de manera mucho más importante la cobertura de refrigeración con energía solar, situándose en un 32%.

Comparación energética:

Datos generales

CASO	Caso1	Caso2	Caso3	Caso4
------	-------	-------	-------	-------

Energía térmica auxiliar

Calefacción	611	611	611	611	kWh
Refrigeración	4691	5218	5199	6479	kWh
ACS	183	183	183	184	kWh

Energía solar útil	13838	14259	14122	14524	kWh
Eficiencia neta de la captación	28.40	29.03	28.83	29.47	%
Eficiencia neta del captador solar	35.26	35.82	35.68	36.46	%
COP de la enfriadora de absorción	0.72	0.61	0.62	0.42	-

Calefacción (%) cubierta con energía solar	82.51	82.51	82.51	82.51	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	50.77	45.24	45.45	32.01	%
ACS (%) cubierta con energía solar	93.57	93.56	93.57	93.55	%
Demanda cubierta con energía solar	65.43	62.11	62.23	54.16	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	73.21	72.71	72.91	72.97	°C
De alimentación a la máquina de absorción	86.20	84.42	85.18	82.65	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	55.48	55.41	55.45	55.40	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	7.07	7.08	7.08	7.12	°C

A1.9. Influencia de la temperatura de consigna de la máquina de absorción

Aumentar la consigna de la máquina de absorción permite que ésta trabaje con mejor rendimiento y reduce la carga latente combatida. En cambio aumenta la carga sensible combatida Figura A1-32, lo cual induce a pensar que supone un aumento de cobertura.

En cambio, si observamos el máximo de refrigeración total conseguido (latente y sensible) se observa que se produce para una temperatura de 8°C (Figura A1-33). La explicación es sencilla. El COP_{ter} de la máquina de absorción utilizada disminuye de manera importante para temperaturas de consigna por debajo de 8°C, siendo prácticamente constante para mayores valores (ver Figura 3-5).

Comparación energética:

Datos generales

Temperatura de consigna de la máquina de absorción	6	7	8	9	10	12	°C
--	---	---	---	---	----	----	----

Energía térmica auxiliar

Calefacción	611	611	611	611	611	611	kWh
Refrigeración	5338	4691	4370	4168	3994	3803	kWh
ACS	183	183	183	183	183	183	kWh

Energía solar útil	14250	13838	13610	13463	13327	13190	kWh
Eficiencia neta de la captación	29.01	28.40	28.07	27.85	27.65	27.45	%
Eficiencia neta del captador solar	35.86	35.26	34.96	34.88	34.73	34.64	%
COP de la enfriadora de absorción	0.62	0.72	0.75	0.75	0.75	0.75	-

Calefacción (%) cubierta con energía solar	82.51	82.51	82.51	82.51	82.51	82.51	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	43.98	50.77	54.14	56.26	58.08	60.09	%
ACS (%) cubierta con energía solar	93.56	93.57	93.57	93.57	93.57	93.57	%
Demanda cubierta con energía solar	61.35	65.43	67.45	68.73	69.82	71.03	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	72.85	73.21	73.56	73.79	74.04	74.31	°C
De alimentación a la máquina de absorción	84.48	86.20	86.89	87.26	87.58	87.91	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	55.43	55.48	55.50	55.51	55.52	55.53	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	6.21	7.07	8.03	9.02	10.01	12.01	°C

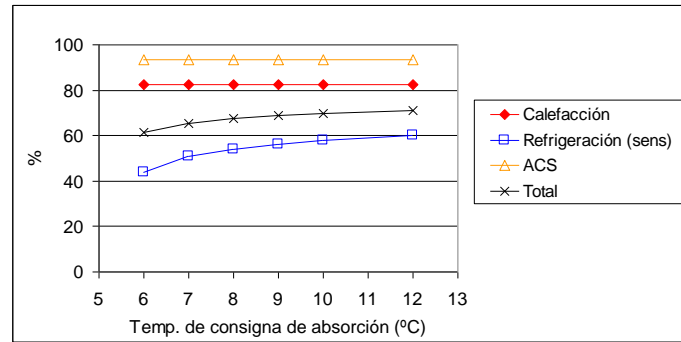


Figura A1-32. Influencia de la consigna de la máquina de absorción en la cobertura (%) de la demanda. Málaga. Confi

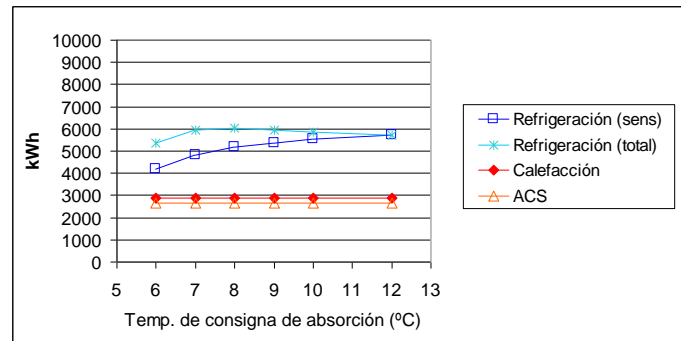


Figura A1-33. Influencia de la consigna de la máquina de absorción en la cobertura (kWh) de la demanda de climatización. Málaga. Confi

Por otra parte, al aumentar la temperatura de consigna de la máquina de absorción aumenta la relación entre la carga sensible y latente combatida por el fancoil (ver Figura A1-33). Esto es un inconveniente en climas húmedos. Hay que tener en cuenta que el control del sistema se ha realizado de manera que se combata en todo momento la demanda sensible del local, y en función de las condiciones de funcionamiento del sistema, se proporcionará más o menos refrigeración latente.

El efecto de este aumento de la temperatura en la cobertura de refrigeración sensible y latente respecto a la demandada se presenta gráficamente para varios días de verano. La Figura A1-34 representa lo que ocurre para una temperatura de consigna de 8°C, y la Figura A1-35 para 12°C. Para temperaturas de consigna superiores a los 11°C el sistema no combate en ningún momento demanda latente con energía solar.

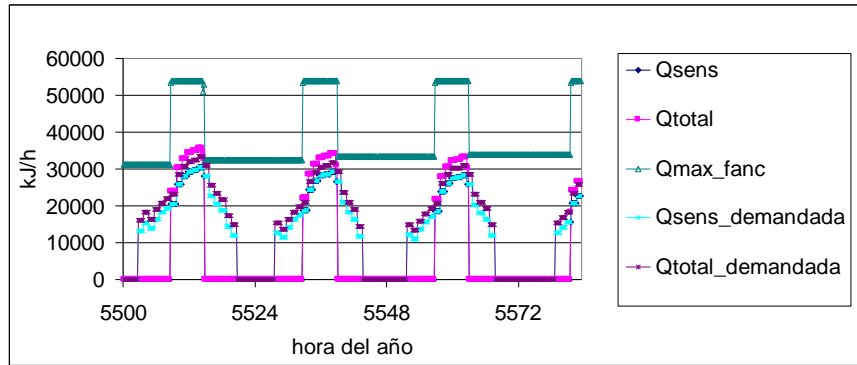


Figura A1-34. Balance entre demanda y cobertura de refrigeración para varios días de verano. Cobertura de refrigeración sensible y total con energía solar (“Qsens” y “Qtotal”), frente a la demandada (“Qsens_demandada” y “Qtotal_demandada”). “Qmax_fanc” es la capacidad de refrigeración del fancoil. Málaga. Consigna de la máquina de absorción: 8°C

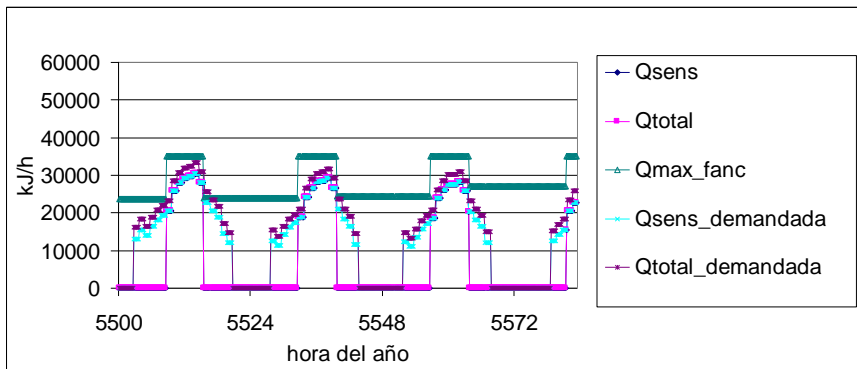


Figura A1-35. Balance entre demanda y cobertura de refrigeración para varios días de verano. Cobertura de refrigeración sensible y total con energía solar (“Qsens” y “Qtotal”), frente a la demandada (“Qsens_demandada” y “Qtotal_demandada”). “Qmax_fanc” es la capacidad de refrigeración del fancoil. Málaga. Consigna de la máquina de absorción: 12°C.

Anexo 2. Simulación detallada.

Configuración 2

En este anexo se muestra en detalle el resultado de las simulaciones relativas a la configuración 2 (esquema simplificado en Figura A2-1). Es una configuración del tipo “sólo solar”, y por tanto con un sistema auxiliar completamente independiente. Tiene depósito de acumulación de agua caliente y también de agua fría. Este último funciona almacenando agua caliente en época de invierno.

La conexión para el ACS se realizará siempre en el primer depósito, el cual actúa en todo momento como depósito caliente.

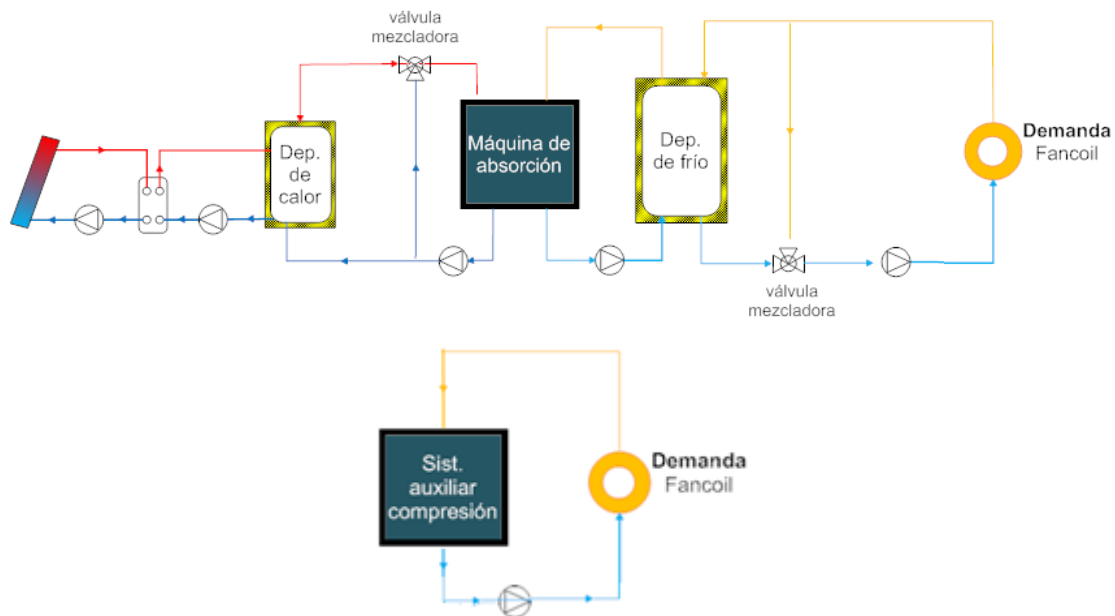


Figura A2-1. Configuración 2. Sistema sólo solar + equipo auxiliar en el local, con acumulación de calor y frío

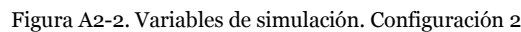
A continuación se detallan los esquemas de principio detallados con la nomenclatura de las variables que intervienen en la simulación (caudales y temperaturas), así como la identificación de secciones donde se analiza el balance de energía.

Se analiza el caso base, definido de manera similar en todas las configuraciones y cuyas características se pueden consultar en los apartados 3.2 y 4.1.



174

A2.1. Esquemas detallados



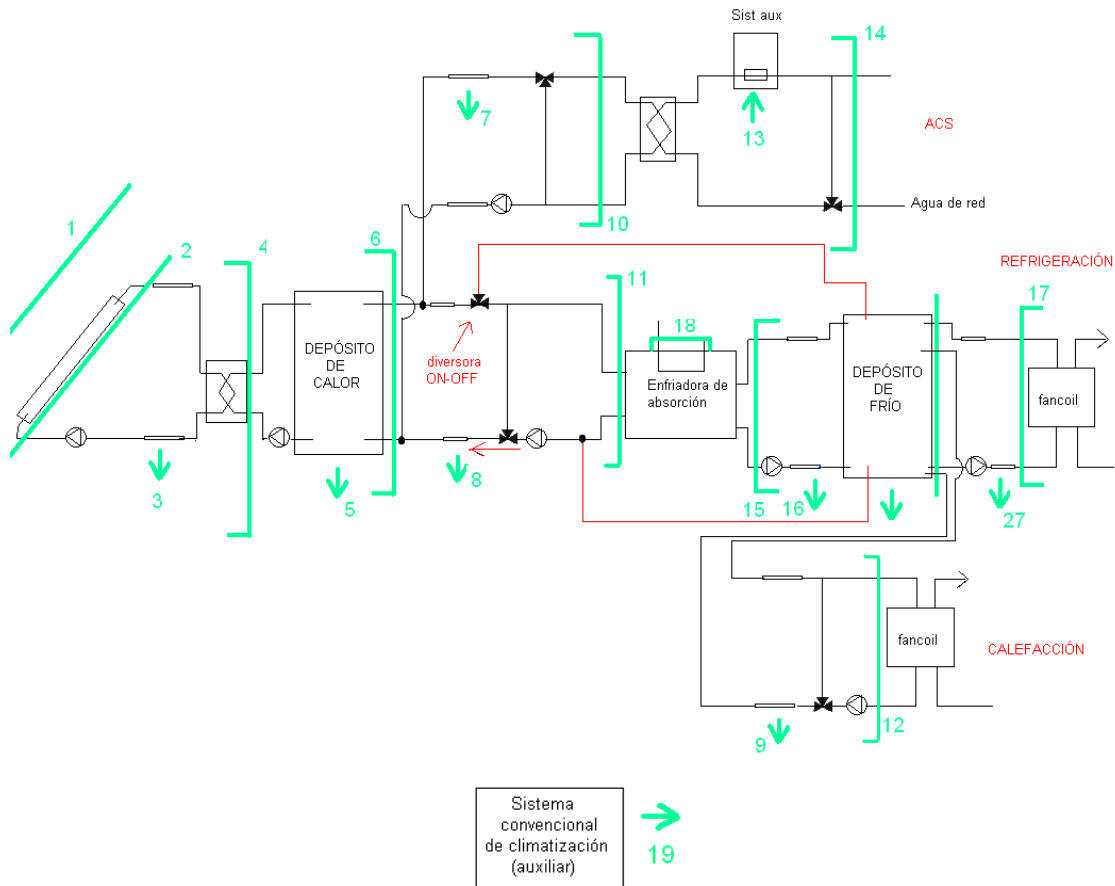


Figura A2-3. Balances de energía. Configuración 2

En la figura de balances de energía, Figura A2-3, no se ha definido la nomenclatura para la energía de salida del depósito frío ni las pérdidas del mismo. Para su definición se va a realizar una distinción entre el funcionamiento en invierno, Figura A2-4, y en verano, Figura A2-5. Esto permite plantear más claramente los balances energéticos, siendo clave a la hora de evaluar el funcionamiento del sistema. Esto se hace así en todas las configuraciones con doble depósito.

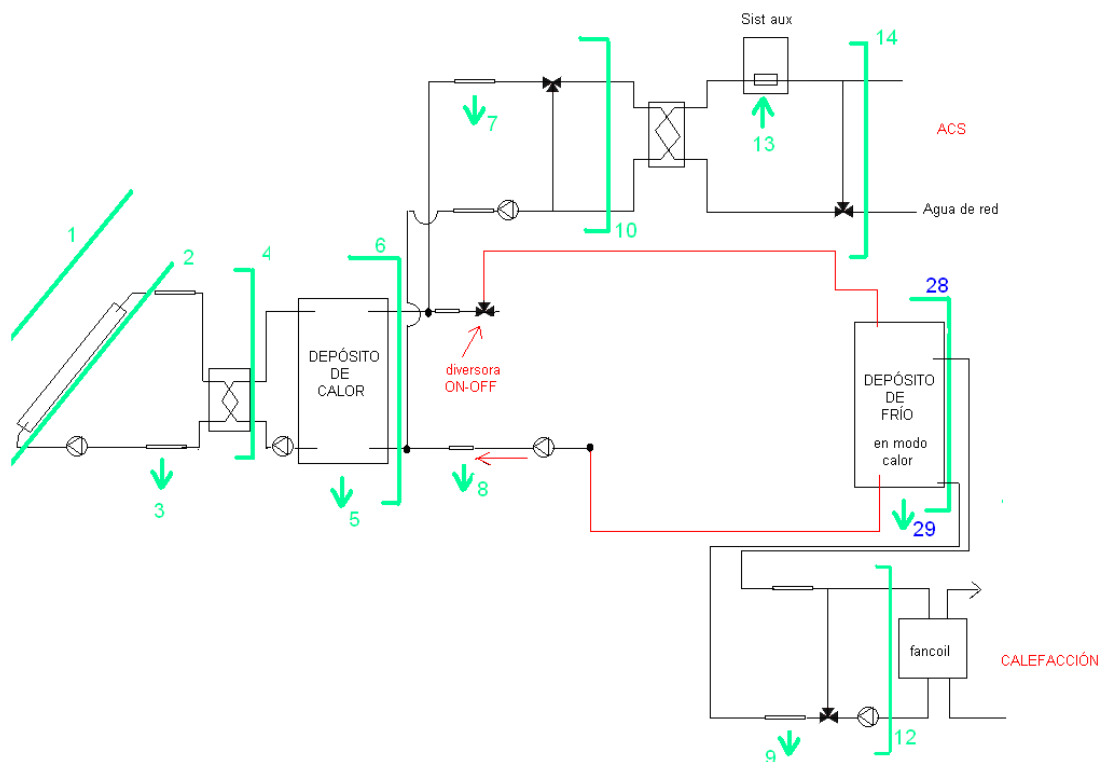


Figura A2-4. Balances de energía (invierno). Configuración 2

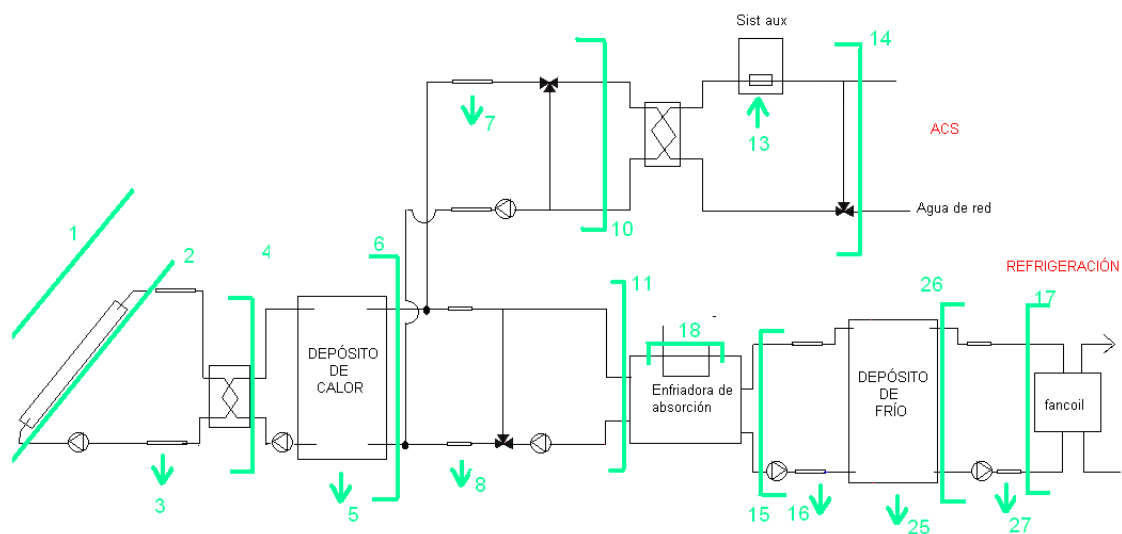


Figura A2-5. Balances de energía (verano). Configuración 2

A2.2.Resultados del caso base

Se produce un incremento de cobertura de refrigeración con energía solar respecto a la configuración 1 (y ligeramente menores en calefacción). Pero a la vez requiere un mayor número de bombas de circulación en funcionamiento.

Comparación energética:

Datos generales

Área de captación	30	m²
Volumen de acumulación de calor	300	l
Volumen de acumulación de frío	900	l

Número de horas en las que funcionan:

Las bombas del circuito de captación solar activas (B1, B2)	2344	h
Las bombas del circuito de la máquina de absorción (B5, B6)	738	h
Las bombas del circuito de refrigeración (B8)	1070	h
Las bombas del circuito de calefacción (B7)	1435	h
Las bombas del circuito de ACS (B3)	6587	h

Energía térmica demandada

Calefacción	3490	kWh
Refrigeración SENS	9529	kWh
ACS	2847	kWh

Energía térmica auxiliar

Calefacción	676	kWh
Refrigeración	3671	kWh
ACS	246	kWh

Radiación total sobre el captador	58523	kWh
Calor anual producido por el captador solar [*]	17268	kWh
Producción anual de frío con energía solar (SENS) [*2]	5858	kWh
Producción anual de frío con energía solar (TOTAL) [*3]	6579	kWh
Producción anual de calefacción con energía solar [*4]	2814	kWh

Energía solar útil [*5]	14444	kWh
Eficiencia neta de la captación [*6]	29.51	%
Eficiencia neta de la captación en verano	32.78	%
Eficiencia neta de la captación en invierno	25.03	%
Eficiencia neta del captador solar [*7]	35.15	%
COP de la enfriadora de absorción	0.74	-

Energía útil de captadores por área de captación [*8]	575.60	kWh/m²
Energía solar útil por área de captación	481.46	kWh/m²
Energía ahorrada para calefacción por área de captación	93.79	kWh/m²
Energía ahorrada para refrigeración (sens) por área de captación	195.27	kWh/m²
Energía ahorrada para ACS por área de captación	86.70	kWh/m²

Calefacción (%) cubierta con energía solar	80.62	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	61.48	%
ACS (%) cubierta con energía solar	91.36	%
Demanda cubierta con energía solar	71.05	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	66.84	°C
De alimentación a la máquina de absorción	83.68	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	54.66	°C
De producción de agua fría en la máquina de absorción	8.45	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	10.93	°C

- [*1] Flujo [2] (ver Figura A2-3)
 [*2] Energía del flujo [17] que se invierte en combatir demanda sensible de refrigeración,
 [*3] Flujo [17],
 [*4] Flujo [12],
 [*5] Suma de los flujos de calor [10], [11] y [12],
 [*6] Relación entre los flujos [2] y [1],
 [*7] Relación entre los flujos [2] y [1] cuando el circuito de captación está activo,
 [*8] Flujo [2] en relación al área de captación

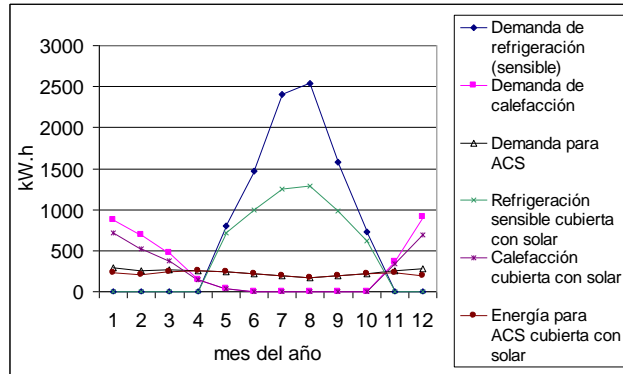


Figura A2-6. Demanda y cobertura mensual con energía solar. Caso base de la configuración2. Málaga

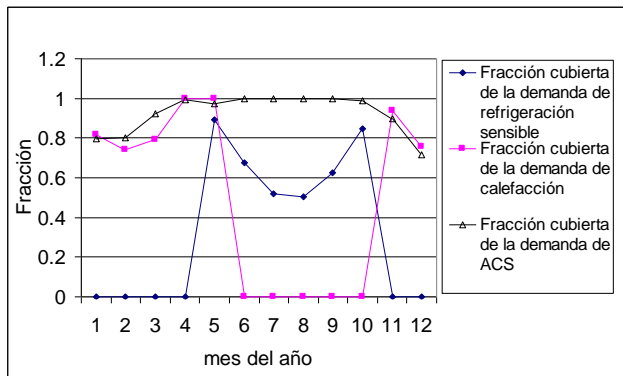


Figura A2-7. Fracción mensual de la demanda cubierta con energía solar. Caso base de la configuración2. Málaga

En las siguientes tablas de balances de energía, todos los valores porcentuales presentados tienen de referencia el 100% de energía solar que incide en captadores, siendo todos ellos valores térmicos. Así por ejemplo, para calcular la cobertura de calefacción con energía solar hay que considerar la energía térmica de entrada al circuito de calefacción (12) respecto a la demanda (22), que sería del 80% respecto al 83% en la configuración 1.

De toda la radiación que llega a los captadores, la energía que los captadores consiguen ceder al fluido primario es del 29.5% (28.4% en la configuración 1), de los que sólo el 7% se va en pérdidas térmicas fundamentalmente en el depósito de acumulación y algo en tuberías (respecto al 17% en la configuración 1). Del esta energía, un 17.9% se destina a ACS, un 19.6% para calefacción, y un 62.5% para alimentar el equipo de absorción en modo refrigeración, el cual funciona con un rendimiento medio anual del 74% (respecto al 72% de la configuración 1).

Balance energético anual

FLUJO	Energía [kW.h]	Reparto primario [%]
(1) Radiación sobre captadores	58522.57	100
(2) Energía cedida por los captadores al fluido primario	17267.85	29.51
(3) Pérdidas en las tuberías del primario	142.02	0.24
(4) Energía transferida en el intercambiador de calor	17081.49	29.19
(5) Pérdidas del acumulador solar	991.32	1.69
(6) Energía extraída del acumulador solar	15994.07	27.33
(7) Pérdidas en la distribución de agua caliente	24.60	0.04
(8) Pérdidas en la distribución de agua caliente	33.16	0.06
(9) Pérdidas en la distribución de agua caliente	40.62	0.07
(10) Energía térmica de entrada al intercambiador de calor de ACS	2601.05	4.44
(11) Energía térmica de entrada a la máquina de absorción	9030.20	15.43
(12) Energía térmica de entrada al circuito de calefacción	2813.72	4.81
(13) Energía auxiliar térmica para A.C.S.	246.01	0.42
(14) Energía térmica total suministrada para A.C.S. (solar y auxiliar)	2847.07	4.86
(15) Energía evacuada en el evaporador de la máquina de absorción	6659.39	11.38
(16) Pérdidas en la distribución de agua fría	-1.95	0.00
(17) Energía térmica evacuada por el fancoil en modo frío	6579.07	11.24
(18) Energía térmica evacuada por la máquina de absorción en el condensador-absorbedor	15725.02	26.87
(19a) Energía térmica auxiliar para calefacción	676.21	1.16
(19b) Energía térmica (SENSIBLE) auxiliar para refrigeración	3671.11	6.27
(20) Refrigeración (sensible) cubierta con energía solar	5858.17	10.01
(21) Demanda sensible de refrigeración	9529.28	16.28
(22) Demanda de calefacción	3489.92	5.96
(23) Demanda térmica de A.C.S.	2847.07	4.86
Energía térmica acumulada en el depósito caliente	17.51	0.03
(25) Pérdidas de energía en el depósito frío	-88.37	-0.15
(26) Energía de entrada al depósito frío procedente del fancoil	6581.72	11.25
(27) Pérdidas 2 en la distribución de agua fría	-5.87	-0.01
Energía térmica acumulada en el depósito frío	12.53	0.02
(28) Energía de salida al depósito frío (funcionando en modo calor en invierno) en época de invierno	2852.70	4.87
(29) Pérdidas en el depósito frío (funcionando en modo calor en invierno) en época de invierno	1073.75	1.83
Energía térmica acumulada en el depósito usualmente frío (pero funcionando en modo calor: invierno)	74.33	0.13

Balance energético en invierno

FLUJO	Energía [kW.h]	Reparto primario [%]
(1) Radiación sobre captadores	24704.01	100
(2) Energía cedida por los captadores al fluido primario	6183.31	25.03
(3) Pérdidas en las tuberías del primario	71.13	0.29
(4) Energía transferida en el intercambiador de calor	6079.41	24.61
(5) Pérdidas del acumulador solar	534.99	2.17
(6) Energía extraída del acumulador solar	5473.22	22.16
(7) Pérdidas en la distribución de agua caliente	12.01	0.05
(8) Pérdidas en la distribución de agua caliente	15.80	0.06
(9) Pérdidas en la distribución de agua caliente	40.61	0.16
(10) Energía térmica de entrada al intercambiador de calor de ACS	1388.84	5.62
(11) Energía térmica de entrada a la máquina de absorción	0.00	0.00
(12) Energía térmica de entrada al circuito de calefacción	2813.72	11.39
(13) Energía auxiliar térmica para A.C.S.	243.03	0.98
(14) Energía térmica total suministrada para A.C.S. (solar y auxiliar)	1631.87	6.61
(15) Energía evacuada en el evaporador de la máquina de absorción	0.00	0.00
(16) Pérdidas en la distribución de agua fría	-0.01	0.00
(17) Energía térmica evacuada por el fancoil en modo frío	0.00	0.00
(18) Energía térmica evacuada por la máquina de absorción en el condensador-absorbedor	0.00	0.00
(19a) Energía térmica auxiliar para calefacción	676.21	2.74
(19b) Energía térmica (SENSIBLE) auxiliar para refrigeración	0.00	0.00
(20) Refrigeración (sensible) cubierta con energía solar	0.00	0.00
(21) Demanda sensible de refrigeración	0.00	0.00
(22) Demanda de calefacción	3489.92	14.13
(23) Demanda térmica de A.C.S.	1631.87	6.61
Energía térmica acumulada en el depósito caliente	22.72	0.09
(25) Pérdidas de energía en el depósito frío	-27.25	-0.11
(26) Energía de entrada al depósito frío procedente del fancoil	0.00	0.00
(27) Pérdidas 2 en la distribución de agua fría	-0.04	0.00
Energía térmica acumulada en el depósito frío	26.16	0.11
(28) Energía de salida al depósito frío (funcionando en modo calor en invierno) en época de invierno	2852.70	11.55
(29) Pérdidas en el depósito frío (funcionando en modo calor en invierno) en época de invierno	985.75	3.99
Energía térmica acumulada en el depósito usualmente frío (pero funcionando en modo calor: invierno)	159.92	0.65

Balance energético en verano

FLUJO	Energía [kW.h]	Reparto primario [%]
(1) Radiación sobre captadores	33818.56	100
(2) Energía cedida por los captadores al fluido primario	11084.54	32.78
(3) Pérdidas en las tuberías del primario	70.89	0.21
(4) Energía transferida en el intercambiador de calor	11002.09	32.53
(5) Pérdidas del acumulador solar	456.34	1.35
(6) Energía extraída del acumulador solar	10520.85	31.11
(7) Pérdidas en la distribución de agua caliente	12.60	0.04
(8) Pérdidas en la distribución de agua caliente	17.36	0.05
(9) Pérdidas en la distribución de agua caliente	0.01	0.00
(10) Energía térmica de entrada al intercambiador de calor de ACS	1212.21	3.58
(11) Energía térmica de entrada a la máquina de absorción	9030.20	26.70
(12) Energía térmica de entrada al circuito de calefacción	0.00	0.00
(13) Energía auxiliar térmica para A.C.S.	2.97	0.01
(14) Energía térmica total suministrada para A.C.S. (solar y auxiliar)	1215.20	3.59
(15) Energía evacuada en el evaporador de la máquina de absorción	6659.39	19.69
(16) Pérdidas en la distribución de agua fría	-1.94	-0.01
(17) Energía térmica evacuada por el fancoil en modo frío	6579.07	19.45
(18) Energía térmica evacuada por la máquina de absorción en el condensador-absorbedor	15725.02	46.50
(19a) Energía térmica auxiliar para calefacción	0.00	0.00
(19b) Energía térmica (SENSIBLE) auxiliar para refrigeración	3671.11	10.86
(20) Refrigeración (sensible) cubierta con energía solar	5858.17	17.32
(21) Demanda sensible de refrigeración	9529.28	28.18
(22) Demanda de calefacción	0.00	0.00
(23) Demanda térmica de A.C.S.	1215.20	3.59
Energía térmica acumulada en el depósito caliente	-5.22	-0.02
(25) Pérdidas de energía en el depósito frío	-61.11	-0.18
(26) Energía de entrada al depósito frío procedente del fancoil	6581.72	19.46
(27) Pérdidas 2 en la distribución de agua fría	-5.82	-0.02
Energía térmica acumulada en el depósito frío	-13.63	-0.04
(28) Energía de salida al depósito frío (funcionando en modo calor en invierno) en época de invierno	0.00	0.00
(29) Pérdidas en el depósito frío (funcionando en modo calor en invierno) en época de invierno	88.00	0.26
Energía térmica acumulada en el depósito usualmente frío (pero funcionando en modo calor: invierno)	-87.97	-0.26

Como factor diferenciador de esta configuración destaca el aumento de la temperatura media del agua de alimentación al fancoil en modo refrigeración, así como el aumento de la temperatura media de producción de agua fría en la máquina de absorción. Ambas temperaturas coincidían en la configuración 1, pero son aquí diferentes (mayor la temperatura de alimentación al fancoil) como consecuencia del uso del depósito frío.

A2.3. Influencia de la ciudad

Se observa un comportamiento mejor en refrigeración y ligeramente peor en calefacción respecto a la configuración 1 en todas las ciudades. En términos globales la cobertura total de la demanda varía desde un 65.43%, 52.04% y 43.26% hasta un 71.05%, 53.98% y 42.24% respectivamente para las ciudades de Málaga, Madrid y San Sebastián al pasar de la configuración 1 a la 2.

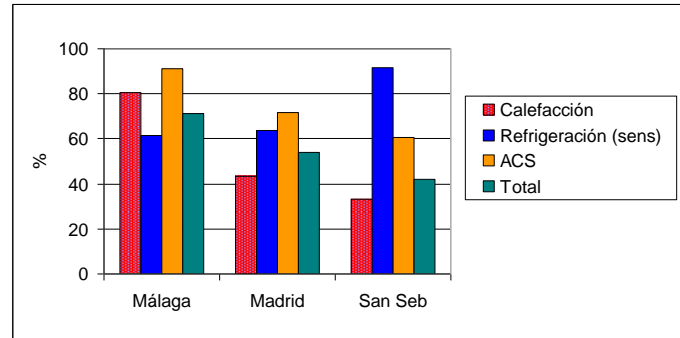


Figura A2-8. Climatización y ACS (%) cubierta con energía solar para cada ciudad. Conf2

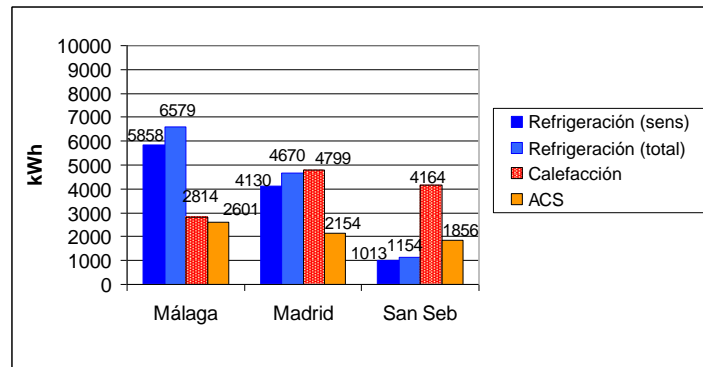


Figura A2-9. Climatización y ACS cubierta con energía solar para cada ciudad. Conf2

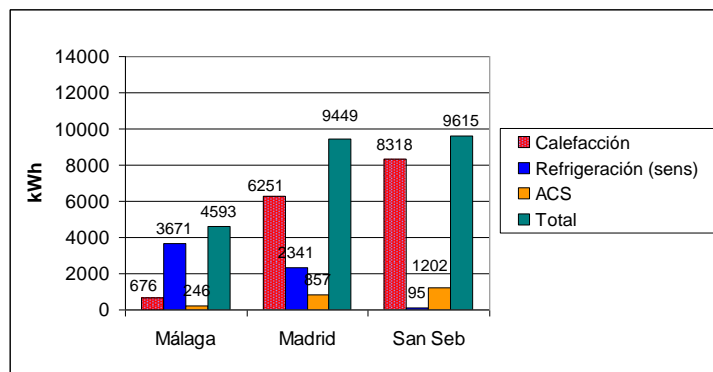


Figura A2-10. Energía auxiliar térmica para cada ciudad. Conf2

Comparación energética:

Datos generales

Ciudad	Málaga	Madrid	San Seb
--------	--------	--------	---------

Número de horas en las que funcionan:

Las bombas del circuito de captación solar (B1, B2)	2344	2191	1763	h
Las bombas del circuito de la máquina de absorción (B5, B6)	738	499	189	h
Las bombas del circuito de refrigeración (B8)	1070	728	259	h
Las bombas del circuito de calefacción (B7)	1435	2025	2017	h
Las bombas del circuito de ACS (B3)	6587	5623	4931	h

Energía térmica demandada

Calefacción	3490	11050	12482	kWh
Refrigeración SENS	9529	6471	1108	kWh
ACS	2847	3011	3058	kWh

Energía térmica auxiliar

Calefacción	676	6251	8318	kWh
Refrigeración SENS	3671	2341	95	kWh
ACS	246	857	1202	kWh

Radiación total sobre el captador	58523	51710	38405	kWh
Calor anual producido por el captador solar	17268	15693	9561	kWh
Producción anual de frío con energía solar (SENS)	5858	4130	1013	kWh
Producción anual de frío con energía solar (TOTAL)	6579	4670	1154	kWh
Producción anual de calefacción con energía solar	2814	4799	4164	kWh

Energía solar útil	14444	13341	7701	kWh
Eficiencia neta de la captación	29.51	30.35	24.90	%
Eficiencia neta del captador solar	35.15	36.83	34.06	%
COP de la enfriadora de absorción	0.74	0.74	0.73	-

Energía útil de captadores por área de captación	575.60	523.12	318.70	kWh/m2
Energía solar útil por área de captación	481.46	444.70	256.71	kWh/m2
Energía ahorrada para calefacción por área de captación	93.79	159.95	138.79	kWh/m2
Energía ahorrada para refrigeración (sens) por área de captación	195.27	137.66	33.78	kWh/m2
Energía ahorrada para ACS por área de captación	86.70	71.79	61.85	kWh/m2

Calefacción (%) cubierta con energía solar	80.62	43.43	33.36	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	61.48	63.82	91.42	%
ACS (%) cubierta con energía solar	91.36	71.54	60.68	%
Demanda cubierta con energía solar	71.05	53.98	42.24	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	66.84	56.53	48.61	°C
De alimentación a la máquina de absorción	83.68	84.21	85.97	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	54.66	45.91	41.21	°C
De producción de agua fría en la máquina de absorción	8.45	8.17	7.82	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	10.93	10.67	9.93	

A2.4. Influencia del área de captación

Un aumento en el área de captación supone en todas las configuraciones un aumento de cobertura de la demanda con energía solar.

Se produce una influencia similar respecto a la configuración 1 tanto en calefacción como refrigeración. La diferencia en refrigeración está en la relación entre cobertura de carga sensible respecto a la total proporcionada, algo que se analiza en detalle posteriormente.

En resumen, la cobertura de la demanda total con energía solar aumenta desde un 57.3% hasta un 81.0% si el área de captación aumenta de 20m² a 40m² (el aumento en la configuración 1 iba desde el 51.4% al 75.5%). A continuación se expone la tabla con resultados más detallados así así como una serie de figuras que presentan esta influencia con áreas desde los 20m² a los 80m².

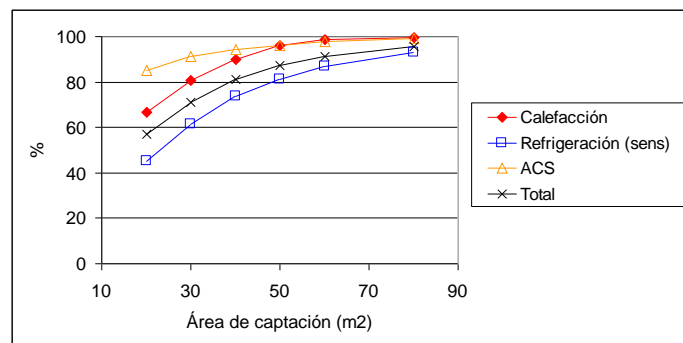


Figura A2-11. Influencia del área de captación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf2

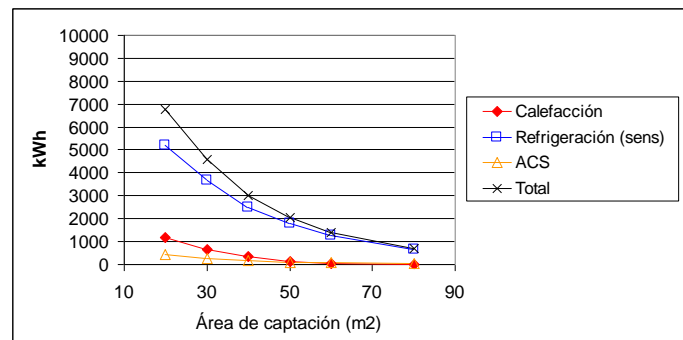


Figura A2-12. Influencia del área de captación en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Conf2

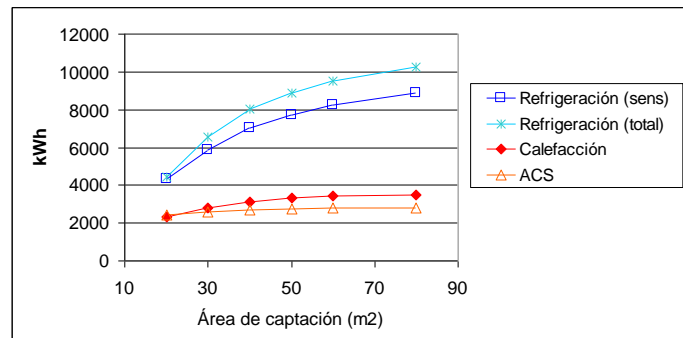


Figura A2-13. Influencia del área de captación en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf2

Comparación energética:

Datos generales

Volumen total de acumulación por área de captación (l/m²)

Área de captación	20	30	40	50	60	80	m ²
Volumen de acumulación de calor	200	300	400	500	600	800	l
Volumen de acumulación de frío	600	900	1200	1500	1800	2400	l

Energía térmica auxiliar

Calefacción	1160	676	351	144	39	16	kWh
Refrigeración	5205	3671	2499	1794	1274	650	kWh
ACS	420	246	166	107	68	26	kWh
						691	
Energía solar útil	10622	14444	17106	18714	19885	21235	kWh
Eficiencia neta de la captación	33.29	29.51	26.29	23.41	21.09	17.42	%
Eficiencia neta del captador solar	37.80	35.15	32.73	30.85	29.30	27.02	%
COP de la enfriadora de absorción	0.76	0.74	0.73	0.72	0.71	0.71	-
Calefacción (%) cubierta con energía solar	66.76	80.62	89.95	95.86	98.89	99.55	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	45.38	61.48	73.77	81.18	86.63	93.18	%
ACS (%) cubierta con energía solar	85.24	91.36	94.18	96.26	97.62	99.10	%
Demanda cubierta con energía solar	57.24	71.05	80.99	87.11	91.30	95.64	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	59.77	66.84	71.48	75.27	78.30	82.63	°C
De alimentación a la máquina de absorción	77.55	83.68	88.01	90.05	90.83	91.54	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	49.38	54.66	58.22	61.39	64.46	69.34	°C
De producción de agua fría en la máq. de absorción	11.27	8.45	7.94	7.77	7.66	7.52	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	14.15	10.93	10.31	10.12	10.01	9.77	°C

Áreas de captación pequeñas implican un aumento del número de arranques y paradas de la máquina de absorción. Para evaluar este fenómeno se expone el número medio de arranques y paradas diario analizado en cada caso en la siguiente tabla. Y para comprenderlo mejor, se presenta también la Figura A2-14, donde se representan los flujos de energía más influyentes para varios valores de área de captación en un día concreto de verano. Esto permite observar el perfil de arranques y paradas durante dicho día tanto en la absorción como en la captación solar. A continuación se explica el motivo que genera este comportamiento.

	Ac (m ²)	Vc (l/m ²)	Vt (l/m ²)	m
Conf1	20	40	0	0.96
	30	40	0	0.88
	40	40	0	0.89
Conf2	20	10	30	3.81
		40	20	1.32
	30	10	30	2.03
		20	20	1.16
		20	40	1.30
	40	10	30	1.28
		20	20	1.07

Número medio de arranques y paradas diarios de la máquina de absorción (m) para diferentes casos. Ac: área de captación. Vc, Vf: Volumen de acumulación de agua caliente y fría respectivamente. Málaga

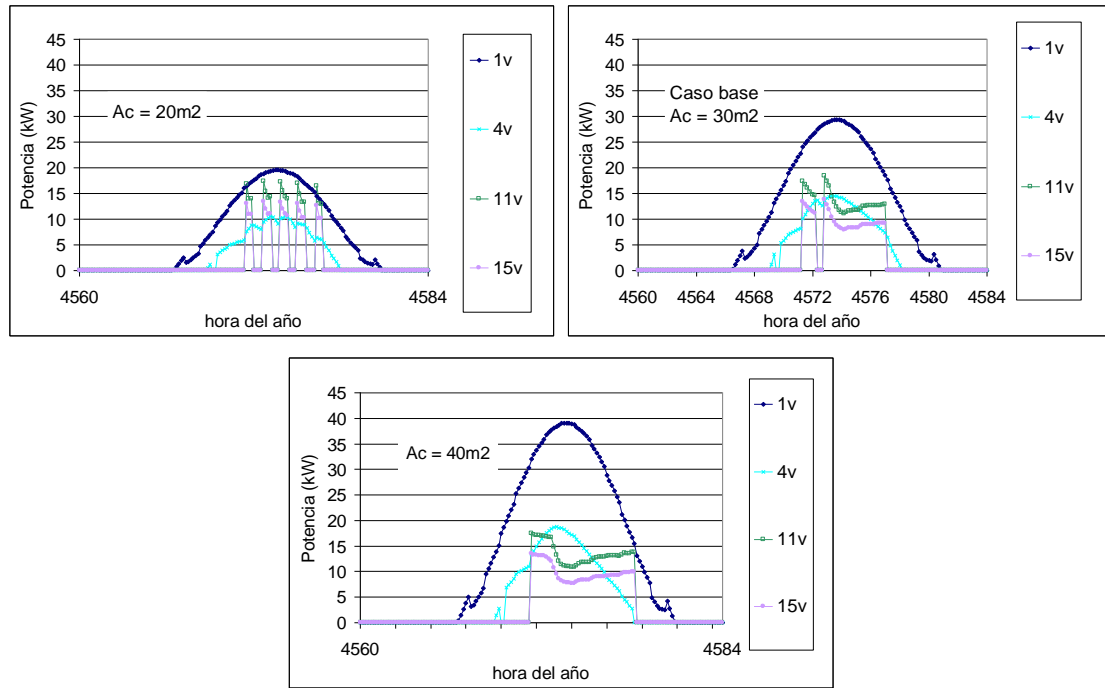


Figura A2-14. Flujos de energía en un día de verano para diferentes áreas de captación (20m^2 , 30m^2 y 40m^2). Radiación incidente en captadores (1v), energía solar captada (4v), flujo de entrada al generador de la máquina de absorción (11v) y evacuada del depósito frío en el evaporador de la máquina de absorción (15v). Málaga. Conf2

En las simulaciones realizadas se observa que para valores menores de 20m^2 de captación (siendo un área menor si el captador es de mayor rendimiento) es cuando comienza a aumentar el número de arranques y paradas de manera significativa. Esto se debe a que cuando el depósito caliente alcanza la temperatura suficiente que permite la activación de la máquina de absorción, nos encontramos con que la temperatura del depósito frío es relativamente alta (suele rondar temperaturas superiores a los 20°C , ya que el control utilizado en esta configuración permite la alimentación al fancoil hasta que el depósito frío supera dicha temperatura). Esto hace que el ritmo de salida de energía desde el depósito caliente al depósito frío a través de la máquina de absorción sea elevado (significativamente mayor al que tenía lugar en la configuración1), y considerablemente mayor al de entrada de energía al mismo procedente de la captación (siempre que tengamos áreas pequeñas de captación). Como consecuencia, la temperatura del depósito desciende rápidamente por debajo de la que permite mantener activa la máquina de absorción y tiene lugar su desactivación. Este ciclo se repite varias veces al día. Si aumentásemos el volumen de acumulación de calor se podrían reducir en cierta medida los arranques y paradas, pero se perderían las ventajas de aprovechar la buena coincidencia entre disponibilidad solar y demanda. Además el comportamiento se asemejaría más al de la configuración 1 perdiendo las ventajas inherentes de la configuración 2 pero manteniendo un mayor coste de inversión.

Un valor medio de área de captación (30m^2 para el tipo de captador de base utilizado) supone un aumento del flujo de entrada de energía al depósito caliente, siendo más cercano al flujo de salida durante los momentos de arranque de la máquina de absorción por lo que quedan

reducidos los arranques y paradas de la máquina. En este caso es importante también la relación entre volumen de acumulación de calor y de frío, lo cual será estudiado con más profundidad en el siguiente apartado.

Como se observa en la Figura A2-15, un aumento de área de captación hace que la diferencia entre la configuración 2 y la 1 se reduzca.

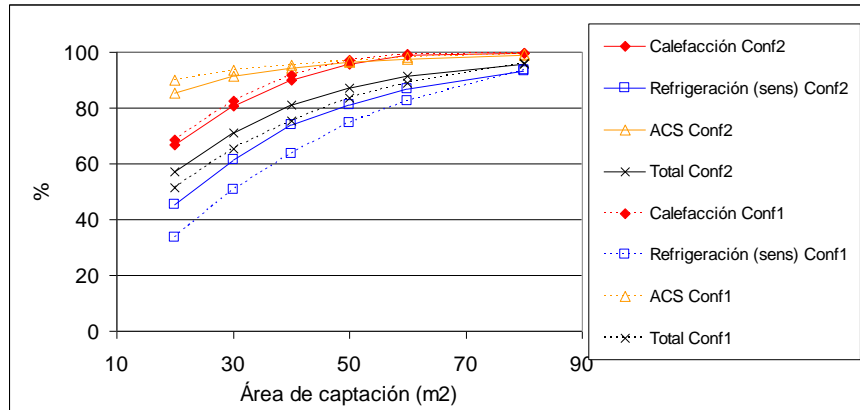


Figura A2-15. Comparación de cobertura de la demanda (%) con energía solar en función del área de captación. Configuraciones 1 y 2. Málaga

Incluso si en lugar de tomar los datos de refrigeración sensible cubierta con energía solar nos centramos en la refrigeración total (sensible y latente) nos encontramos con que para áreas mayores de 60m² se invierte la tendencia, teniendo mejor comportamiento la configuración 1 (Figura A2-16).

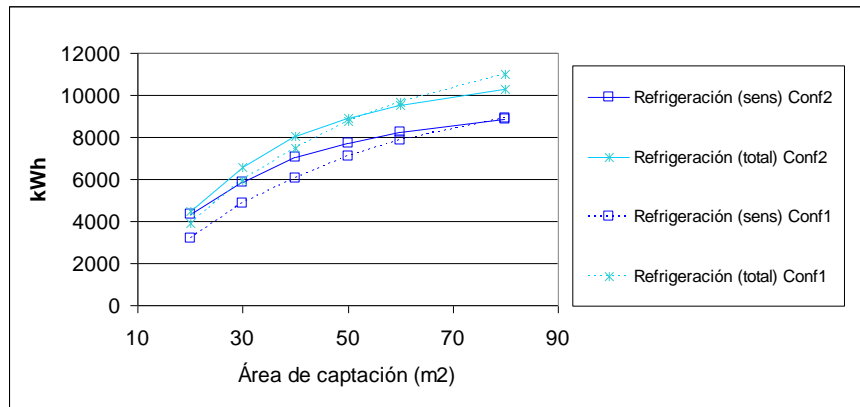


Figura A2-16. Comparación de la cobertura de refrigeración (kWh) con energía solar en función del área de captación. Configuraciones 1 y 2. Málaga

La explicación de que áreas de captación elevadas inviertan el mejor comportamiento de la configuración 2 es sencilla. En todos los casos simulados aquí se ha considerado un volumen específico de acumulación de calor de 10l/m² con un volumen total de 40l/m². Un área elevada de captación supone un flujo de entrada de energía muy elevado al depósito caliente frente al de salida del mismo hacia la máquina de absorción. Si esto se une a un volumen de acumulación de agua caliente mucho menor que en la configuración 1 (10l/m² frente a 40l/m² ya que todo el

volumen está en un mismo depósito), la temperatura media que alcanza el depósito de agua caliente aumenta. Esto implica un detrimento significativo de la eficiencia de captación, con más peso que los beneficios inherentes de la configuración con depósito frío.

Y es que para áreas de captación elevadas (60 m^2) el volumen mínimo de acumulación de calor aumentaría para seguir manteniendo un mejor comportamiento en la configuración 2 frente a la 1. Un análisis más detallado se realizará en el apartado relativo a la influencia del volumen de acumulación.

Aumentar el área de captación en Madrid de 20 m^2 a 40 m^2 permite aumentar la cobertura total de la demanda desde un 41.88% hasta un 63.91%. Pero al igual que ocurría en el caso de Málaga, un área de captación pequeña (20 m^2) aumenta el número de arranques y paradas diario de la máquina de absorción.

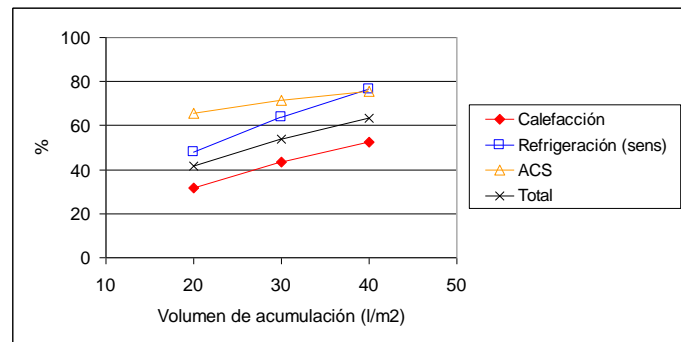


Figura A2-17. Influencia del área de captación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Madrid. Conf2

El aumento de cobertura total de la demanda con energía solar varía desde un 32.73 % hasta un 49.44 % al aumentar el área de captación de 20 m^2 a 40 m^2 . Se observa que aunque el porcentaje de refrigeración parece aumentar en gran medida esto se traduce en términos energéticos en un aumento significativamente inferior al de calefacción.

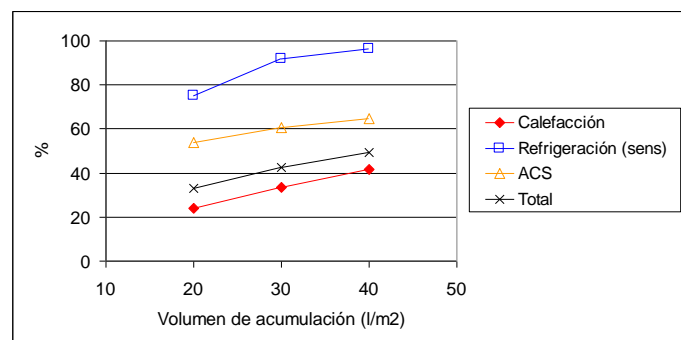


Figura A2-18. Influencia del área de captación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. San Sebastián. Conf2

A2.5. Influencia del volumen de acumulación

Se observa que la influencia de este factor en la cobertura de refrigeración contrasta con la que se produce en la configuración 1. Un aumento de volumen hasta un valor de 100 l/m² sigue suponiendo aumento en la cobertura (Figura A2-19). En cambio, en la configuración 1 la máxima cobertura se producía para un menor volumen de acumulación total. Se observa también que se produce una mayor proporción entre potencia sensible y total combatida por el sistema al aumentar este parámetro como consecuencia de que aumentar el volumen de acumulación de agua fría supone igualmente aumentar la temperatura de alimentación al fancoil (Figura A2-20).

En estas simulaciones se ha mantenido constante el volumen de acumulación de agua caliente ($V_c = 10$ l/m²) siendo el volumen de agua fría el que aumenta hasta alcanzar el valor representado en las figuras. Pero al final de este apartado se analiza también el hecho de variar este volumen de acumulación de calor, el cual tiene una influencia u otra (en términos energéticos) en función del área de captación que tenga el sistema.

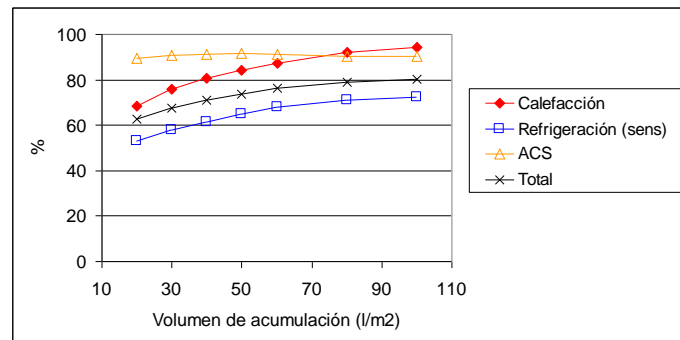


Figura A2-19. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga.
Conf2. ($A_c = 30\text{m}^2$, $V_c = 10\text{l/m}^2$)

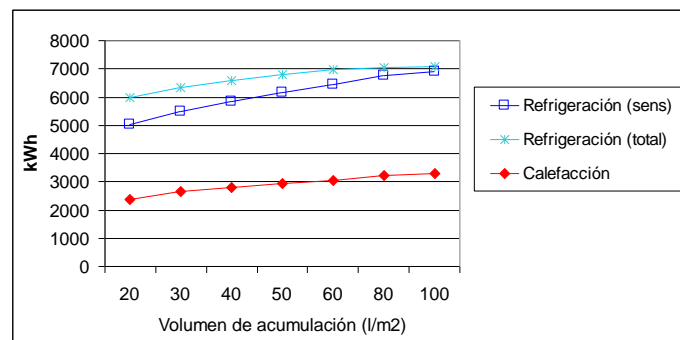


Figura A2-20. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga.
Conf2. ($A_c = 30\text{m}^2$, $V_c = 10\text{l/m}^2$)

Comparación energética:

Datos generales

Volumen total de acumulación por área de captación	20	30	40	50	60	80	100	l/m ²
Área de captación	30	30	30	30	30	30	30	m ²
Volumen de acumulación de calor	300	300	300	300	300	300	300	l
Volumen de acumulación de frío	300	600	900	1200	1500	2100	2700	l

Energía térmica auxiliar

Calefacción	1105	849	676	551	443	283	192	kWh
Refrigeración	4489	4031	3671	3356	3070	2776	2640	kWh
ACS	298	257	246	243	253	274	281	kWh
Energía solar útil	13261	13996	14444	14783	15054	15252	15379	kWh
Eficiencia neta de la captación	26.77	28.34	29.51	30.37	31.05	31.84	32.40	%
Eficiencia neta del captador solar	33.53	34.43	35.15	35.65	36.11	36.65	37.04	%
COP de la enfriadora de absorción	0.72	0.73	0.74	0.74	0.75	0.76	0.76	-
Calefacción (%) cubierta con energía solar	68.33	75.67	80.62	84.20	87.29	91.90	94.50	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	52.90	57.70	61.48	64.78	67.78	70.87	72.30	%
ACS (%) cubierta con energía solar	89.55	90.97	91.36	91.48	91.11	90.37	90.15	%
Demanda cubierta con energía solar	62.87	67.62	71.05	73.85	76.26	79.00	80.38	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	69.61	68.17	66.84	65.61	64.56	63.46	62.64	°C
De alimentación a la máquina de absorción	87.45	85.46	83.68	82.22	81.18	80.61	80.51	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	54.25	55.14	54.66	54.23	53.64	52.65	52.03	°C
De producción de agua fría en la máq. de absorción	7.53	7.96	8.45	8.94	9.40	10.29	10.94	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	9.10	10.03	10.93	11.71	12.30	13.32	13.98	°C

A continuación se analiza la influencia de variar el volumen de acumulación de calor, el cual hasta el momento se ha mantenido constante.

El volumen de acumulación de calor ha de tener el valor mínimo para permitir un funcionamiento estable de la máquina de absorción. Si es de mayor valor el comportamiento tiende a perder las ventajas de la configuración con depósito frío frente a las de depósito exclusivamente caliente.

Para el caso de un área de captación de 30m², un volumen de acumulación de calor “Vc” de 10l/m² es adecuado. Podría aumentarse a 20l/m² fundamentalmente si el volumen total de acumulación “Vt” es elevado. Pero esto empeora el comportamiento del sistema en refrigeración (Figura A2-21 hasta Figura A2-24).

Para un área de 40m² es adecuado un volumen de 10 l/m² de acumulación de calor, el cual permite que la mayor parte de los días la máquina de absorción no sufra paradas durante su funcionamiento diario (número de arranques y paradas de valor unidad).

Para áreas más elevadas de captación (60 m²) es mejor aumentar este volumen mínimo a un valor de 20 l/m² en lugar de 10 l/m², porque de lo contrario el aumento de temperatura en el

depósito caliente durante las horas de funcionamiento de la máquina de absorción y el consecuente descenso en la eficiencia de la captación tienen más efecto que los beneficios inherentes del uso de depósito frío en la configuración.

En resumen, aumentar V_c a igualdad de V_t supone un descenso de cobertura de refrigeración debido al aumento de pérdidas por acumulación, excepto para valores elevados de área de captación en cuyo caso volúmenes de acumulación de calor menores aunque suponen menores pérdidas térmicas al ambiente, implican una disminución de la eficiencia de la captación solar al trabajar con mayores temperaturas.

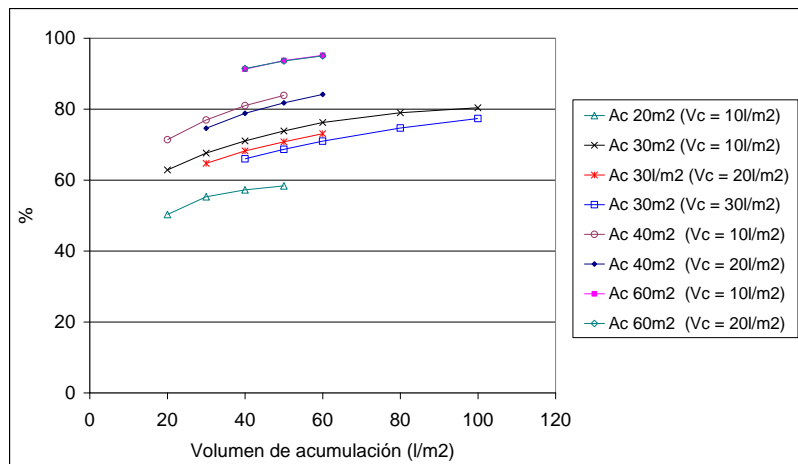


Figura A2-21. Cobertura (%) de refrigeración sensible con energía solar en función del volumen total de acumulación para varios valores de área de captación “Ac” y volumen de acumulación de calor “Vc”. Málaga. Conf2

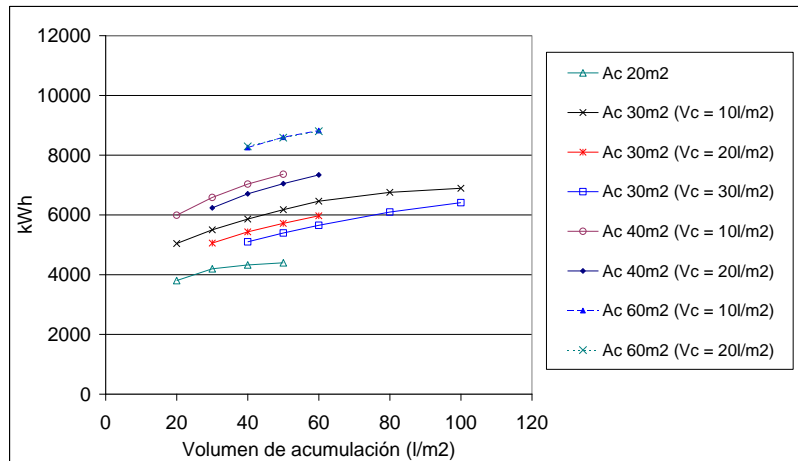


Figura A2-22. Refrigeración sensible de origen solar en función del volumen total de acumulación para varios valores de área de captación “Ac” y volumen de acumulación de calor “Vc”. Málaga. Conf2

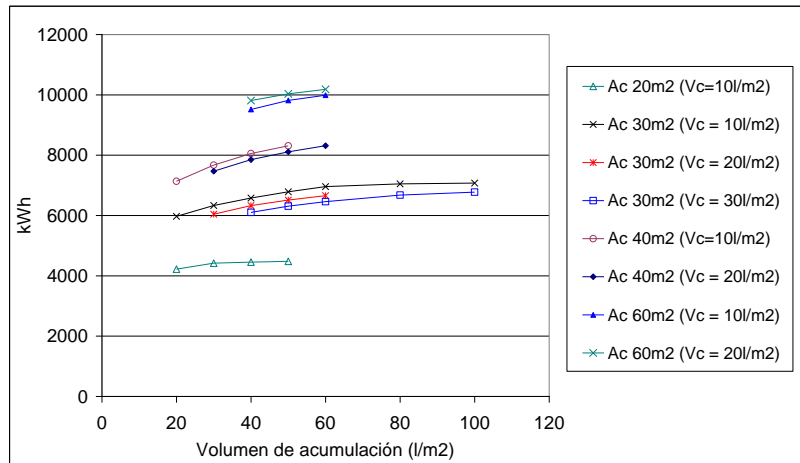


Figura A2-23. Refrigeración total de origen solar en función del volumen total de acumulación para varios valores de área de captación "Ac" y volumen de acumulación de calor "Vc". Málaga. Conf2

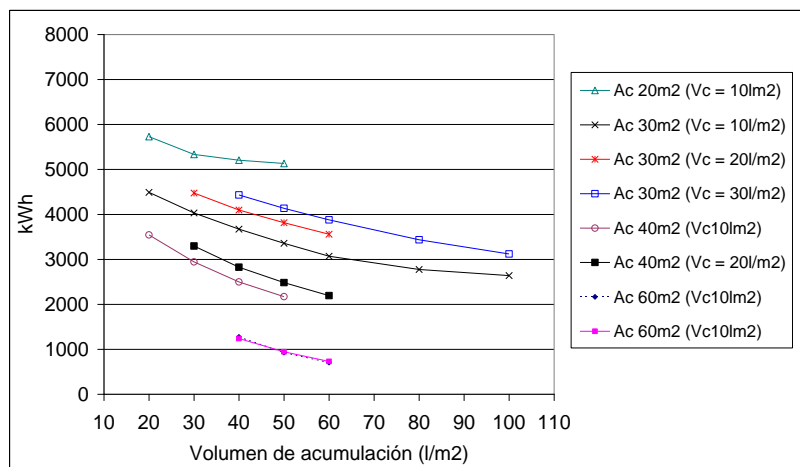


Figura A2-24. Energía auxiliar para refrigeración en función del volumen total de acumulación para varios valores de área de captación "Ac" y volumen de acumulación de calor "Vc". Málaga. Conf2

Las conclusiones extraídas para la ciudad de Málaga son extrapolables para Madrid. A continuación se presentan exclusivamente las gráficas de cobertura solar en función de la acumulación total para varios valores de área de captación "Ac" y volumen de acumulación de agua caliente "Vc". Y la tabla final de resultados se expone para el caso de valores coincidentes con el caso base, es decir, un área de captación de 30 m² y un volumen de acumulación de calor de 10 l/m².

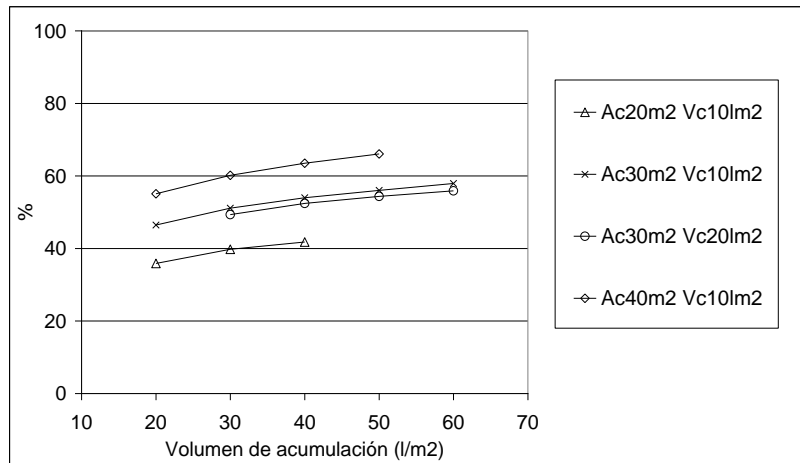
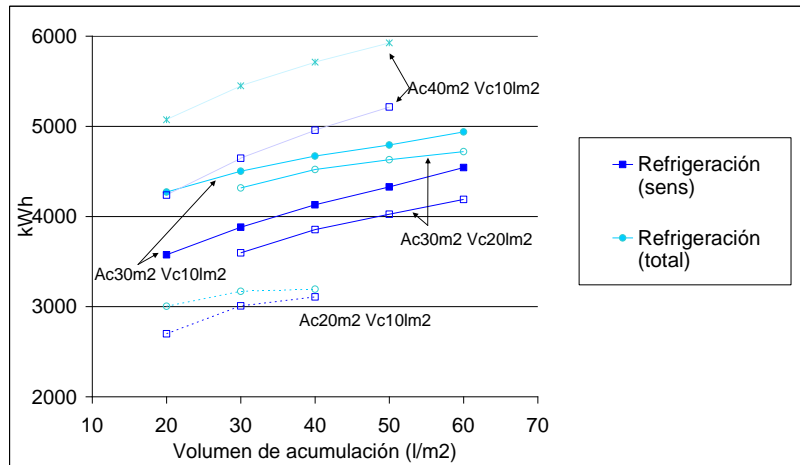


Figura A2-26. Cobertura total (%) de la demanda con energía solar en función del volumen total de acumulación para varios valores de área de captación "Ac" y volumen de acumulación de calor "Vc". Madrid. Conf2.

Comparación energética:

Datos generales

Volumen total de acumulación por área de captación (l/m ²)	20	30	40	50	60	
Área de captación	30	30	30	30	30	m ²
Volumen de acumulación de calor	300	300	300	300	300	l
Volumen de acumulación de frío	300	600	900	1200	1500	l

Energía térmica auxiliar

Calefacción	7214	6587	6251	6025	5830	kWh
Refrigeración SENS	2896	2590	2341	2144	1928	kWh
ACS	880	863	857	865	882	kWh

Energía solar útil	11879	12812	13341	13686	14017	kWh
Eficiencia neta de la captación	26.87	28.96	30.35	31.26	32.11	%
Eficiencia neta del captador solar	34.48	35.93	36.83	37.41	38.01	%
COP de la enfriadora de absorción	0.72	0.73	0.74	0.74	0.75	-

Calefacción (%) cubierta con energía solar	34.71	40.39	43.43	45.47	47.23	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	55.25	59.98	63.82	66.87	70.21	%
ACS (%) cubierta con energía solar	70.76	71.35	71.54	71.28	70.69	%
Demanda cubierta con energía solar	46.47	51.10	53.98	56.00	57.92	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	59.62	57.96	56.53	55.54	54.38	°C
De alimentación a la máquina de absorción	88.12	86.17	84.21	82.60	81.31	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	48.07	46.68	45.91	45.23	44.55	°C
De producción de agua fría en la máq. de absorción	7.36	7.75	8.17	8.56	8.97	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	8.75	9.77	10.67	11.37	12.00	

A2.6. Influencia de la inclinación de captadores

Se vuelve a comprobar que la inclinación óptima para el caso de Málaga es de 30° (Figura A2-27) Y se observa un aumento mayor de la relación entre demanda sensible y total combatida con energía solar cuando aumenta la inclinación (Figura A2-28) como diferencia con la configuración 1 como consecuencia del mayor aumento de la temperatura de alimentación al fancoil en modo refrigeración. Esto se representa de manera detallada en la Figura A2-28.

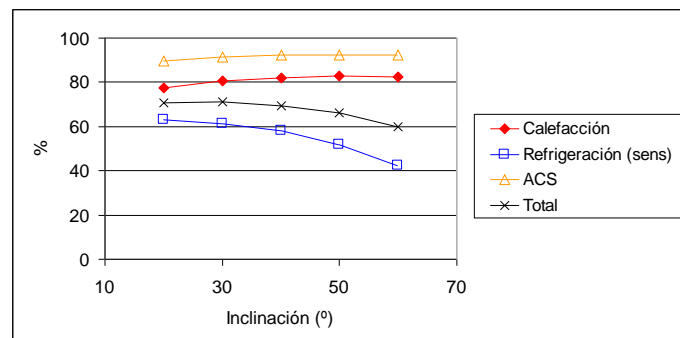


Figura A2-27. Influencia de la inclinación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf2

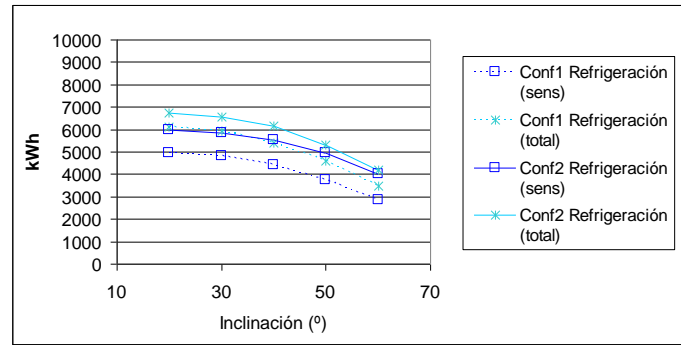


Figura A2-28. Comparación entre refrigeración sensible y total combatida con energía solar entre la configuración 1 y 2 en función de la inclinación de captadores. Málaga

Comparación energética:

Datos generales

Inclinación de captadores	20	30	40	50	60 °	
Energía térmica auxiliar						
Calefacción	785	676	623	601	615	kWh
Refrigeración	3525	3671	3987	4577	5506	kWh
ACS	300	246	221	213	218	kWh
Energía solar útil						
Energía solar útil	14500	14444	13880	12694	11062	kWh
Eficiencia neta de la captación	29.61	29.51	29.09	28.08	26.56	%
Eficiencia neta del captador solar	35.22	35.15	34.78	34.11	32.87	%
COP de la enfriadora de absorción	0.74	0.74	0.74	0.75	0.76	-
Cobertura de la demanda						
Calefacción (%) cubierta con energía solar	77.50	80.62	82.14	82.78	82.37	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	63.01	61.48	58.17	51.97	42.22	%
ACS (%) cubierta con energía solar	89.46	91.36	92.23	92.53	92.33	%
Demanda cubierta con energía solar	70.94	71.05	69.55	66.03	60.04	%
Temperaturas medias de funcionamiento						
Del depósito	64.95	66.84	67.35	67.60	66.42	°C
De alimentación a la máquina de absorción	84.15	83.68	82.20	80.80	79.91	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	51.03	54.66	57.12	58.27	58.18	°C
De producción de agua fría en la máq. de absorción	8.46	8.45	8.70	9.44	10.89	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	10.95	10.93	11.25	12.24	13.88	°C

A2.7. Influencia del tipo de captador

El tipo de captador utilizado es un parámetro fundamentalmente en la cobertura de la demanda con energía solar (Figura A2-29), fundamentalmente la de refrigeración

Además, utilizar un captador de bajo rendimiento aumenta el número de arranques y paradas de la máquina de absorción al igual que ocurre al disminuir el área de captación.

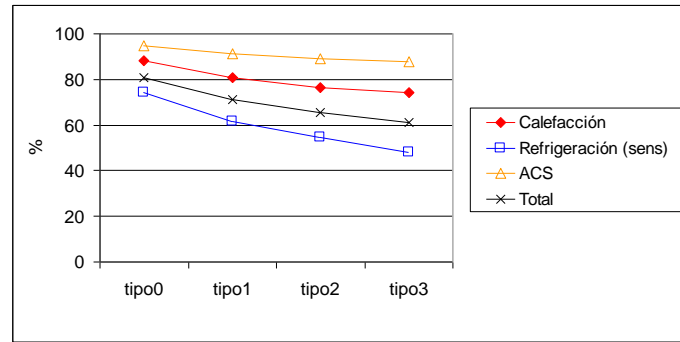


Figura A2-29. Influencia del tipo de captador en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf2

Comparación energética:

Datos generales

Tipo de captador	tipo0	tipo1	tipo2	tipo3	
Área de captación	30	30	30	30	m²
Volumen de acumulación de calor	300	300	300	300	l
Volumen de acumulación de frío	900	900	900	900	l

Energía térmica auxiliar

Calefacción	409	676	829	896	kWh
Refrigeración	2472	3671	4323	4932	kWh
ACS	154	246	310	350	kWh

Energía solar útil	17282	14444	12858	11545	kWh
Eficiencia neta de la captación	35.17	29.51	26.30	23.75	%
Eficiencia neta del captador solar	41.84	35.15	32.45	30.63	%
COP de la enfriadora de absorción	0.72	0.74	0.75	0.76	-

Calefacción (%) cubierta con energía solar	88.27	80.62	76.25	74.32	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	74.06	61.48	54.64	48.25	%
ACS (%) cubierta con energía solar	94.59	91.36	89.09	87.72	%
Demanda cubierta con energía solar	80.87	71.05	65.57	61.07	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	73.90	66.84	62.16	59.69	°C
De alimentación a la máquina de absorción	88.26	83.68	80.57	79.08	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	61.20	54.66	51.19	48.50	°C
De producción de agua fría en la máq. de absorción	7.77	8.45	9.18	10.11	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	9.74	10.93	11.91	13.01	°C

La diferencia de cobertura de refrigeración con energía solar entre las configuraciones 1 y 2 es menor si el captador solar es de mayor rendimiento y viceversa (Figura A2-30), al igual que ocurría al aumentar el área de captación.

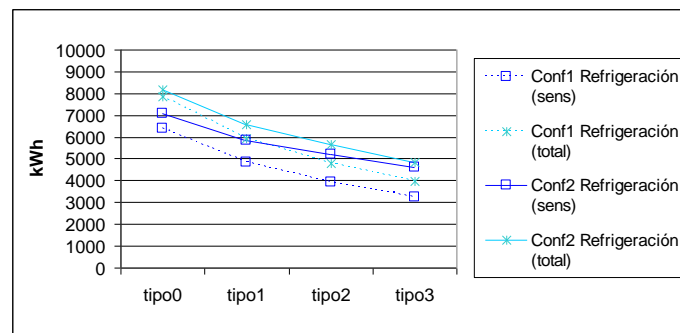


Figura A2-30. Refrigeración proporcionada con energía solar en función del tipo de captador. Comparación entre la configuración 1 y 2. Málaga

A2.8. Influencia del comportamiento de la máquina de absorción

Los casos aquí estudiados para analizar este factor ya se detallaron para la configuración 1 (anexo 1). Como recordatorio se indican a continuación algunas de las características principales. El caso 1 coincide con el caso base, y el caso 2 considera un detrimento del comportamiento de la máquina ante condiciones de carga parcial. En los casos 3 y 4 se reduce el valor de COP nominal a 0.6 y 0.4 respectivamente.

Las simulaciones muestran como se pasa de un COP medio de funcionamiento de 0.74 en el caso 1 a 0.69 y 0.65 para el caso 2 y 3 respectivamente y de 0.44 en el caso 4.

En esta configuración si el COP es muy pequeño (caso 4) además del detrimento de cobertura de refrigeración se produce un aumento importante del número de arranques y paradas de la máquina de absorción como consecuencia de que aumenta el flujo de energía extraído del depósito caliente cuando se activa la máquina, siendo significativamente más elevado que la energía solar captada. Esto hace disminuir rápidamente la temperatura del depósito caliente por debajo de la que permite que la máquina siga funcionando, por lo que se desactiva y vuelve a repetirse el ciclo varias veces al día. Es un hecho similar al que tiene lugar si el área de captación disminuye en exceso o el captador es de bajo rendimiento.

También se aprecia una diferencia en el caso analizado de peor comportamiento ante carga parcial (caso 2) y el caso base (caso 1) frente al que teníamos en la configuración 1. En ella había una mayor diferencia de comportamiento entre ambos casos, no ocurriendo así en esta configuración. Esto es debido a que la máquina de absorción trabaja en la configuración 2 a mayor nivel de carga usualmente, por lo que es menos influyente. Si comparamos los casos base de la configuración 1 y 2 se observa que durante su funcionamiento la media de carga a la que trabaja la máquina varía desde un 71% a un 82% respectivamente.

Comparación energética:

Datos generales

	caso1	caso2	caso3	caso4	
Energía térmica auxiliar					
Calefacción	676	676	676	675	kWh
Refrigeración	3671	3764	3976	5117	kWh
ACS	246	248	247	262	kWh
Energía solar útil	14444	14774	14877	15616	kWh
Eficiencia neta de la captación	29.51	30.11	30.26	31.44	%
Eficiencia neta del captador solar	35.15	35.57	35.81	36.83	%
COP de la enfriadora de absorción	0.74	0.69	0.65	0.44	-

Calefacción (%) cubierta con energía solar	80.62	80.64	80.62	80.65	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	61.48	60.50	58.28	46.31	%
ACS (%) cubierta con energía solar	91.36	91.28	91.33	90.81	%
Demanda cubierta con energía solar	71.05	70.46	69.12	61.85	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	66.84	66.11	66.29	64.68	°C
De alimentación a la máquina de absorción	83.68	81.75	81.15	77.02	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	54.66	54.65	54.66	54.65	°C
De producción de agua fría en la máq. de absorción	8.45	8.68	9.13	12.57	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	10.93	11.24	11.90	15.45	°C

Para entender mejor las conclusiones extraídas se presenta la Figura A2-31 con el diferente esquema de arranques y paradas en la máquina de absorción para un día concreto de verano en los 4 casos, representado a partir de algunos de los flujos más significativos de energía.

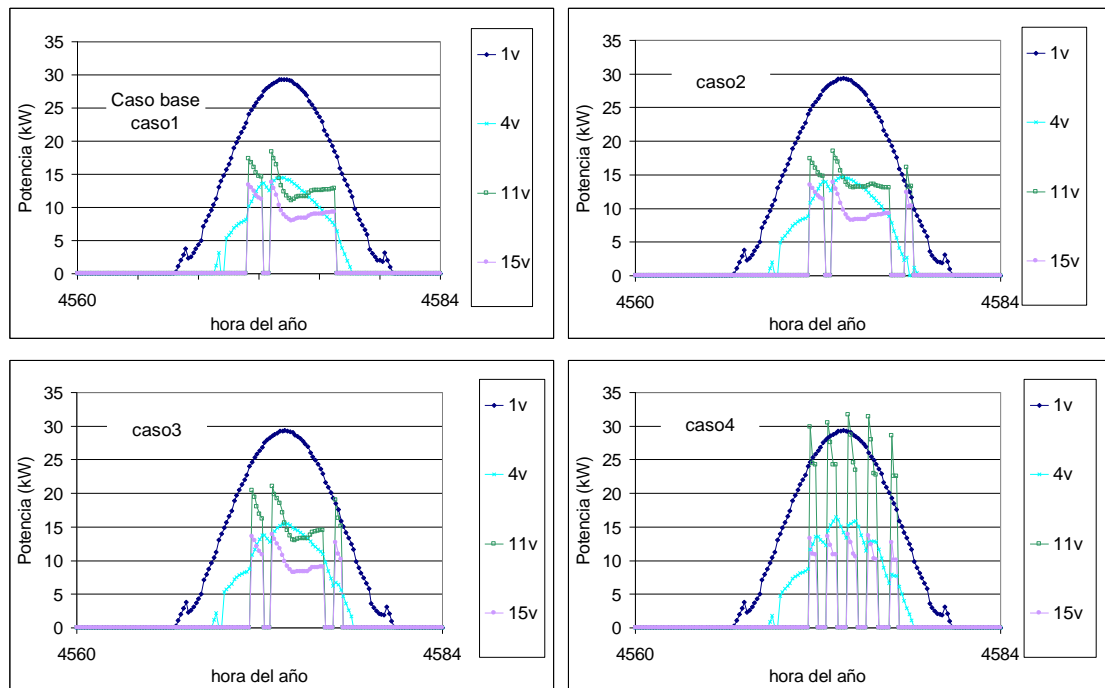


Figura A2-31. Flujos de energía en un día de verano para los diferentes casos de comportamiento de la máquina de absorción. Radiación incidente en captadores (1v), energía solar captada (4v), flujo de entrada al generador de la máquina de absorción (11v) y evacuada del depósito frío en el evaporador de la absorción (15v). Conf2. Málaga

A2.9. Influencia de la temperatura de consigna de la máquina de absorción

Aumentar la consigna de producción de agua fría de la máquina de absorción permite a priori que trabaje con mayor rendimiento, y reduce la refrigeración latente proporcionada por el sistema. Pero no se produce un aumento monótono de cobertura de refrigeración en función de la temperatura de entrada porque hay otros factores que tienen lugar, algunos de los cuales ya se comentaron al explicar la influencia de este factor en la configuración1 y que vuelven aquí a detallarse junto a los nuevos factores que tienen lugar.

En definitiva, se observa mediante simulación que el valor máximo de refrigeración sensible de origen solar se alcanza en torno a los 10 - 11°C de consigna de producción de agua fría, mientras que el máximo de cobertura total (sensible y latente) se produce para una temperatura de 7°C.

El COP_{ter} de la máquina de absorción utilizada en las simulaciones sufre variaciones importantes cuando la temperatura de consigna de la máquina desciende por debajo de 8°C, siendo prácticamente constante para mayores valores (ver Figura 3-5). Por otra parte, la eficiencia de la captación disminuye al aumentar la temperatura de consigna ya que desciende el ritmo de salida de energía del depósito caliente hacia la máquina de absorción por lo que aumenta la temperatura media del mismo (este factor es más significativo en esta configuración frente a la configuración1 debido a que tiene un volumen de acumulación de calor más pequeño a igualdad de volumen total de acumulación). Esta temperatura influye igualmente en la temperatura de alimentación al generador de la máquina de absorción y por tanto ejerce también influencia en el COP_{ter} de la misma. El producto eficiencia de captación y eficiencia de absorción tiene un máximo para 7°C, por lo que es para esta temperatura para la que se maximiza el valor de refrigeración total (latente y sensible) cubierta por el sistema con energía solar.

Por otra parte, al aumentar la temperatura de consigna de la máquina de absorción (la cual coincide con la temperatura de alimentación al fancoil) aumenta la relación entre la demanda sensible y latente combatida por el fancoil (ver apartado 3.2.6).

Comparación energética:

Datos generales

Temperatura de consigna de la máquina de absorción	6	7	8	9	10	11	13	
Energía térmica auxiliar								
Calefacción	676	676	676	675	675	675	675	kWh
Refrigeración	3718	3671	3578	3510	3471	3442	3648	kWh
ACS	246	246	246	246	246	246	246	kWh
Energía solar útil								
Eficiencia neta de la captación	14876	14444	14200	14033	13842	13615	13344	kWh
Eficiencia neta de la captación	30.23	29.51	29.07	28.77	30.92	28.04	27.55	%
Eficiencia neta del captador solar	35.69	35.15	34.74	34.39	34.04	33.64	33.26	%
COP de la enfriadora de absorción	0.70	0.74	0.75	0.76	0.75	0.75	0.75	-
Calefacción (%) cubierta con energía solar	80.62	80.62	80.63	80.65	80.65	80.65	80.65	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	60.98	61.48	62.46	63.17	63.57	63.88	61.72	%
ACS (%) cubierta con energía solar	91.34	91.36	91.36	91.36	91.37	91.35	91.37	%
Demanda cubierta con energía solar	70.75	71.05	71.64	72.07	72.32	72.50	71.20	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	66.07	66.84	66.98	66.94	67.04	67.11	67.34	°C
De alimentación a la máquina de absorción	81.16	83.68	85.28	86.20	86.93	87.61	88.44	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	54.66	54.66	54.66	54.65	54.65	54.65	54.66	°C
De producción de agua fría en la máq. de absorción	8.25	8.45	8.97	9.73	10.51	11.36	13.15	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	10.95	10.93	11.20	11.70	12.22	12.79	14.20	°C

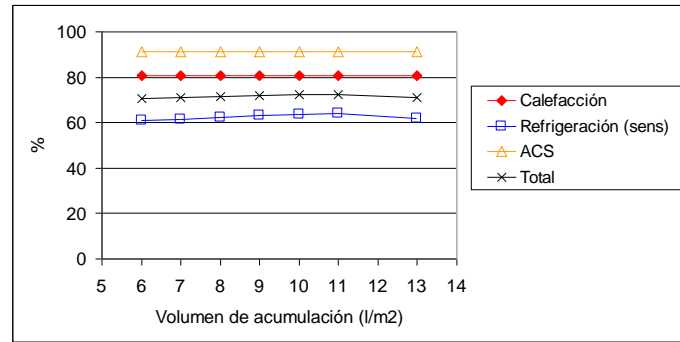


Figura A2-32. Influencia de la consigna de la máquina de absorción en la cobertura (%) de la demanda. Málaga. Conf2

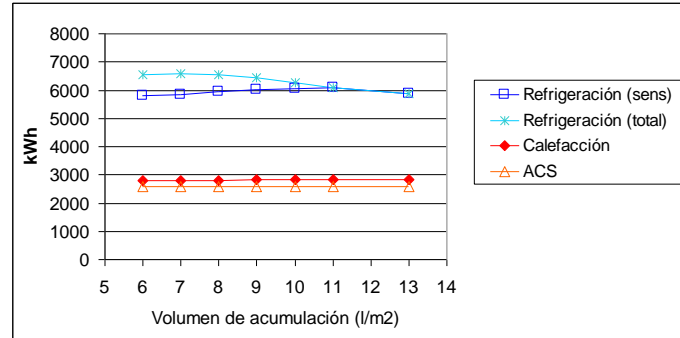


Figura A2-33. Influencia de la consigna de la máquina de absorción en la cobertura (kWh) de la demanda. Málaga. Conf2

En la Figura A2-34 se observa lo que ocurre con los flujos de energía más influyentes en este caso para dos situaciones diferentes de temperaturas de consigna. Tras la activación de la máquina de absorción en ambos casos se parte de un pico de flujo de energía evacuada del depósito caliente al generador de la máquina de absorción ya que en ambos casos partimos de un depósito frío a temperatura relativamente elevada (en torno a los 20 °C). Si la consigna de producción es mayor este ritmo elevado de entrada de energía al generador disminuye más rápidamente ya que se consigue antes llegar a estas condiciones de temperatura en el depósito frío. Además, la relación entre energía evacuada en el evaporador de la máquina de absorción (evacuación de energía del depósito frío) y la aportada al generador es mayor en el caso de una mayor consigna ya que la máquina trabaja con un mayor COP (aunque en la máquina utilizada en las simulaciones permanece relativamente constante para temperaturas de producción mayores de 8 °C). Esto hace que para el día analizado la máquina de absorción se active y desactive una vez mientras que para una menor consigna se produzcan dos arranques y paradas.

Es también posible observar en estas figuras que el flujo de energía captada aumenta en el caso de una menor consigna como consecuencia de que al evacuar más energía del depósito caliente, la temperatura media del mismo disminuye aumentando la eficiencia de la captación solar.

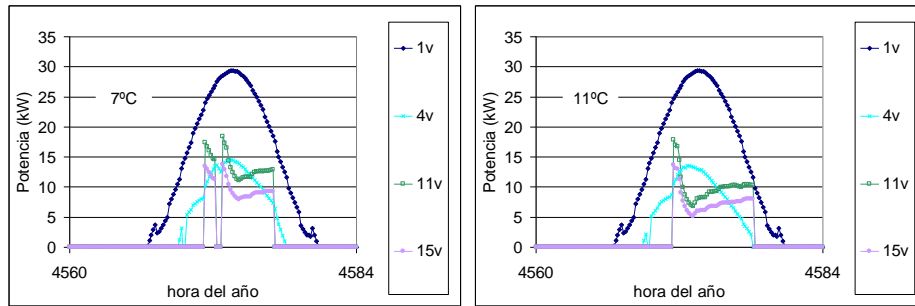


Figura A2-34. Flujos de energía en un día de verano para diferentes temperaturas de consigna en la máquina de absorción (7° C y 11 °C). Radiación incidente en captadores (1v), energía solar captada (4v), flujo de entrada al generador de la máquina de absorción (11v) y evacuada del depósito frío en el evaporador de la absorción (15v). Conf2. Málaga.

Anexo 3. Simulación detallada. Configuración 3

En este anexo se muestra en detalle el resultado de las simulaciones relativas a la configuración 3 (esquema simplificado en Figura A3-1).

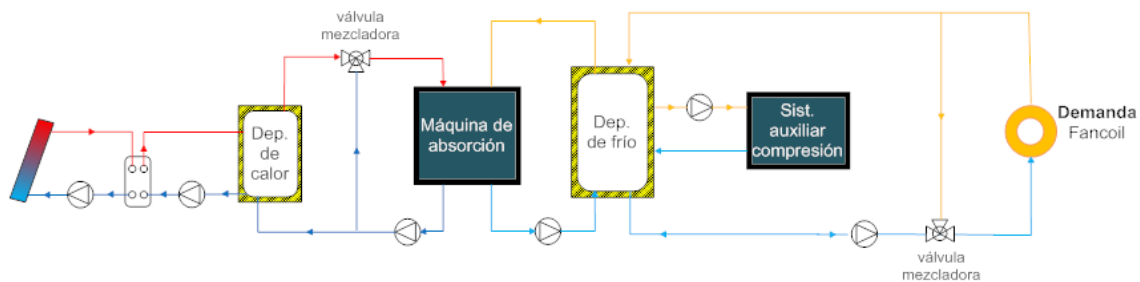


Figura A3-1. Configuración 3. Sistema solar con acumulación de calor y frío, y equipo auxiliar de frío conectado al depósito

Esta configuración tiene tanto depósito de acumulación de agua fría como de agua caliente (al igual que en la configuración 2). El sistema auxiliar (bomba de calor) se encuentra en el segundo depósito, el cual almacenará agua fría en verano y caliente en invierno y del cual sale la conexión hacia la unidad terminal terminal (fancoil). En función de que estemos en modo calefacción o refrigeración esta conexión vendrá de la parte superior o inferior del depósito respectivamente. La conexión para el ACS se realizará siempre en el primer depósito, el cual actúa en todo momento como depósito caliente.

A continuación se detallan los esquemas de principio detallados con la nomenclatura de las variables que intervienen en la simulación (caudales y temperaturas), así como la identificación de secciones donde se analiza el balance de energía.

Se analiza el caso base, definido de manera similar en todas las configuraciones y cuyas características se pueden consultar en los apartados 3.2 y 4.1.

Después se analiza la influencia que tienen diferentes factores (ciudad, área de captación, volumen de acumulación, tipo de captador e inclinación de los mismos, comportamiento del equipo de absorción y temperaturas de consigna).

La explicación detallada de la influencia de los diferentes factores se ha tratado en profundidad en el anexo 1 para la configuración 1, así como la explicación de gráficas y tablas. En los anexos 2



204

204

204

204



204

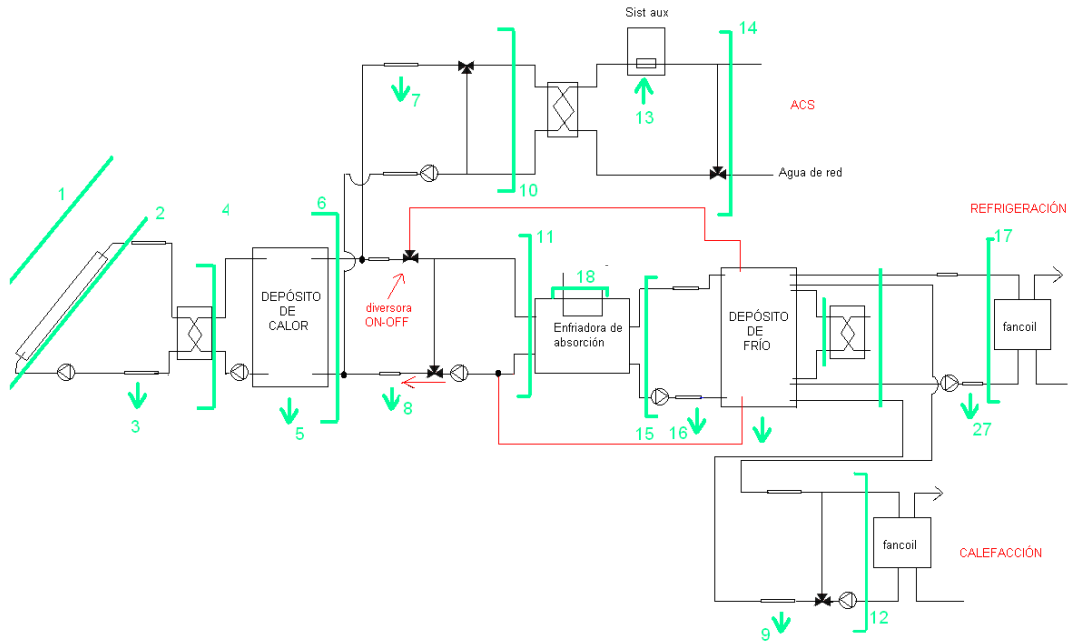


Figura A3-3. Balances de energía. Configuración 3

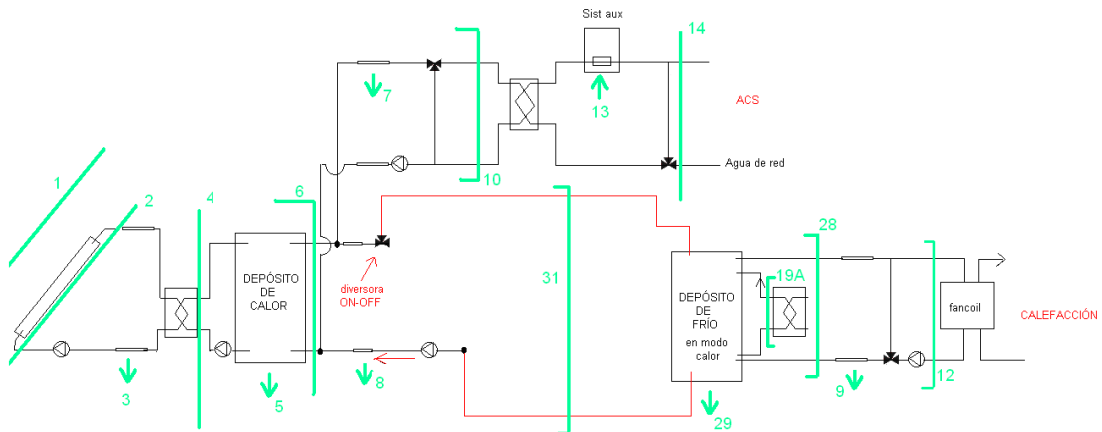


Figura A3-4. Balances de energía (invierno). Configuración 3

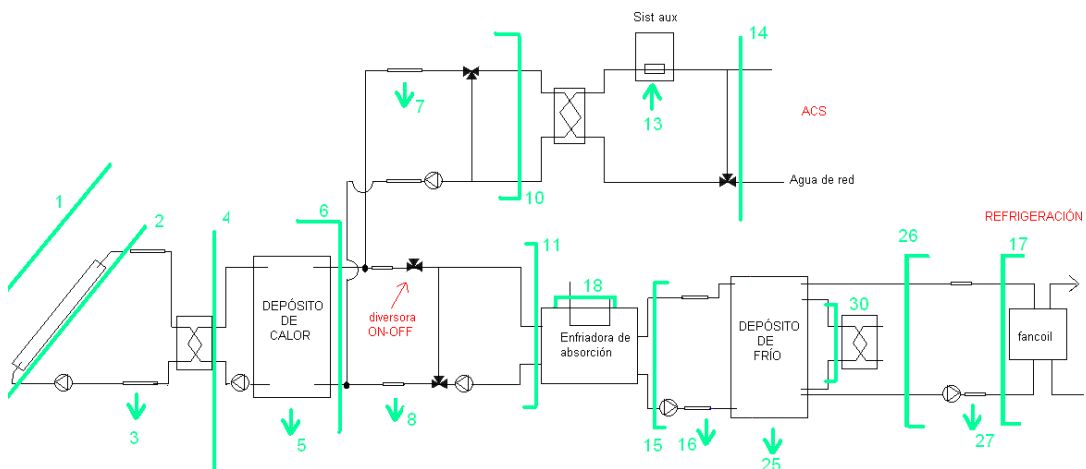


Figura A3-5. Balances de energía (verano). Configuración 3

A3.2. Caso base

A continuación se muestran figuras y tablas que presentan el comportamiento del caso base de la configuración 3.

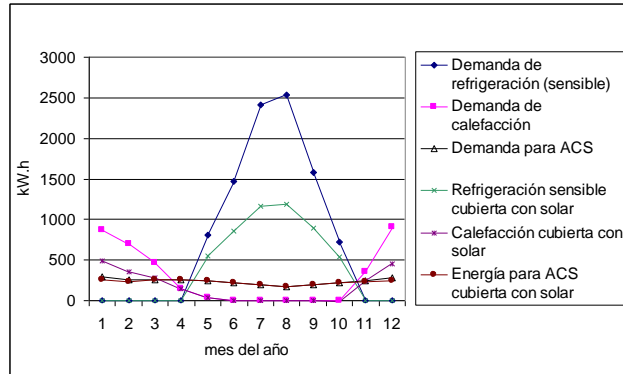


Figura A3-6. Demanda y cobertura mensual con energía solar. Caso base de la configuración 3. Málaga

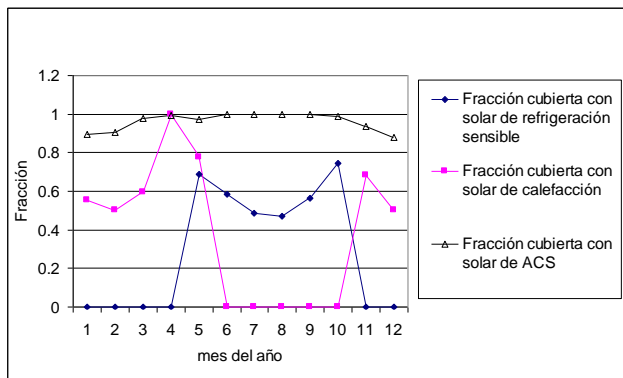


Figura A3-7. Fracción mensual de la demanda cubierta con energía solar. Caso base de la configuración 3. Málaga

Comparación energética:

Datos generales

Área de captación	30	m ²
Volumen de acumulación de calor	300	l
Volumen de acumulación de frío	900	l

Número de horas en las que funcionan:

Las bombas del circuito de captación (B1, B2)	2294	h
Las bombas del circuito de absorción [B5, B6] (en verano))	817	h
Bomba que recircula agua entre los depósitos [B5] (en invierno)	367	h
La bomba del circuito de refrigeración (B8)	1889	h
La bomba del circuito de calefacción (B7)	1650	h
Las bombas del circuito de ACS (B3)	6859	h
Sistema auxiliar de calefacción	179	h
Sistema auxiliar de refrigeración	556	h

Energía térmica demandada

Calefacción	3490	kWh
Refrigeración SENS	9529	kWh
ACS	2847	kWh

Demanda térmica cubierta [*]

Calefacción	3487	kWh
Refrigeración sensible	9522	kWh
Refrigeración total	10585	kWh

Energía térmica auxiliar

Calefacción	1508	kWh
Refrigeración	4789	kWh
ACS	122	kWh
Radiación total sobre el captador	58523	kWh
Calor anual producido por el captador solar ^[*2]	15815	kWh
Producción anual de frío con energía solar (total) ^[*3]	5796	kWh
Producción anual de frío con energía solar (sens) ^[*4]	5213	kWh
Producción anual de calefacción con energía solar ^[*5]	1981	kWh
Energía solar útil ^[*6]	13195	kWh
Eficiencia neta de la captación ^[*7]	27.02	%
Eficiencia neta del captador solar ^[*8]	32.59	%
COP de la enfriadora de absorción	0.71	-
Energía útil de captadores por área de captación ^[*9]	527.16	kWh/m2
Energía solar útil por área de captación	439.83	kWh/m2
Energía ahorrada para calefacción por área de captación	65.96	kWh/m2
Energía ahorrada para refrigeración (total) por área de captación	193.19	kWh/m2
Energía ahorrada para refrigeración (SEN) por área de captación	173.78	kWh/m2
Energía ahorrada para ACS por área de captación	90.84	kWh/m2
Calefacción (%) cubierta con energía solar	56.78	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	54.71	%
ACS (%) cubierta con energía solar	95.71	%
Demanda cubierta con energía solar	62.52	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	68.97	°C
De alimentación a la máquina de absorción	87.22	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	57.82	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	9.92	°C
De producción de la máquina de absorción	7.12	°C

[*] Energía de climatización que proporciona la configuración con energía solar y auxiliar ,

[*2] Flujo [2],

[*3] y [*4] representan la refrigeración total y sensible de origen solar. Teniendo en cuenta que tanto la máquina de absorción como el sistema auxiliar están conectados al depósito frío, no puede discriminarse en cada momento la procedencia de la energía, de manera que requiere un cálculo adicional (detalle del cálculo al final de este apartado)

[*5] Calefacción proporcionada por el sistema menos la energía auxiliar invertida en ello (flujo [12] menos [19a])

[*6] Suma de los flujos de calor [10], [11] y [12],

[*7] Relación entre los flujos [2] y [1],

[*8] Relación entre los flujos [2] y [1] cuando el circuito de captación está activo,

[*9] Flujo [2] en relación al área de captación

Balance energético anual

FLUJO	Energía [kW.h]	Reparto primario [%]
(1) Radiación sobre captadores	58522.57	100
(2) Energía cedida por los captadores al fluido primario	15814.95	27.02
(3) Pérdidas en las tuberías del primario	148.23	0.25
(4) Energía transferida en el intercambiador de calor	15581.98	26.63
(5) Pérdidas del acumulador solar	1034.60	1.77
(6) Energía extraída del acumulador solar	14457.41	24.70
(7) Pérdidas en la distribución de agua caliente	25.92	0.04
(8) Pérdidas en la distribución de agua caliente	35.26	0.06

(9) Pérdidas en la distribución de agua caliente	49.33	0.08
(10) Energía térmica de entrada al intercambiador de calor de ACS	2725.10	4.66
(11) Energía térmica de entrada a la máquina de absorción	8436.09	14.42
(12) Energía térmica de entrada al circuito de calefacción	3487.38	5.96
(13) Energía auxiliar térmica para A.C.S.	122.01	0.21
(14) Energía térmica total suministrada para A.C.S. (solar y auxiliar)	2847.07	4.86
(15) Energía evacuada en el evaporador de la máquina de absorción	6023.55	10.29
(16) Pérdidas en la distribución de agua fría	-2.57	0.00
(17) Energía térmica evacuada por el fancoil en modo frío	10585.23	18.09
(18) Energía térmica evacuada por la máquina de absorción en el condensador-absorbedor	14498.83	24.77
(19a) Energía térmica auxiliar para calefacción	1508.50	2.58
(30) Energía térmica auxiliar para refrigeración	4789.39	8.18
(20) Refrigeración (sensible) cubierta	9521.63	16.27
(21) Demanda sensible de refrigeración	9529.28	16.28
(22) Demanda de calefacción	3489.92	5.96
(23) Demanda térmica de A.C.S.	2847.07	4.86
Energía térmica acumulada en el depósito caliente	18.01	0.03
(25) Pérdidas de energía en el depósito frío	-217.02	-0.37
(26) Energía de entrada al depósito frío procedente del fancoil	10601.44	18.12
(27) Pérdidas 2 en la distribución de agua fría	-14.55	-0.02
Energía térmica acumulada en el depósito frío	12.53	0.02
(28) Energía de salida al depósito frío (funcionando en modo calor en invierno) en época de invierno	3542.35	6.05
(29) Pérdidas en el depósito frío (funcionando en modo calor en invierno) en época de invierno	1159.83	1.98
Energía térmica acumulada en el depósito usualmente frío (pero funcionando en modo calor: invierno)	75.81	0.13

Balance energético en invierno

FLUJO	Energía [kW.h]	Reparto primario [%]
(1) Radiación sobre captadores	24704.01	100
(2) Energía cedida por los captadores al fluido primario	5632.31	22.80
(3) Pérdidas en las tuberías del primario	74.69	0.30
(4) Energía transferida en el intercambiador de calor	5497.90	22.26
(5) Pérdidas del acumulador solar	567.40	2.30
(6) Energía extraída del acumulador solar	4861.75	19.68
(7) Pérdidas en la distribución de agua caliente	12.94	0.05
(8) Pérdidas en la distribución de agua caliente	16.67	0.07
(9) Pérdidas en la distribución de agua caliente	49.32	0.20
(10) Energía térmica de entrada al intercambiador de calor de ACS	1512.66	6.12
(11) Energía térmica de entrada a la máquina de absorción	0.00	0.00
(12) Energía térmica de entrada al circuito de calefacción	3487.38	14.12
(13) Energía auxiliar térmica para A.C.S.	119.21	0.48
(14) Energía térmica total suministrada para A.C.S. (solar y auxiliar)	1631.87	6.61
(15) Energía evacuada en el evaporador de la máquina de absorción	0.00	0.00
(16) Pérdidas en la distribución de agua fría	-0.01	0.00
(17) Energía térmica evacuada por el fancoil en modo frío	0.00	0.00
(18) Energía térmica evacuada por la máquina de absorción en el condensador-absorbedor	0.00	0.00
(19a) Energía térmica auxiliar para calefacción	1508.50	6.11
(30) Energía térmica auxiliar para refrigeración	0.00	0.00
(20) Refrigeración (sensible) cubierta	0.00	0.00
(21) Demanda sensible de refrigeración	0.00	0.00
(22) Demanda de calefacción	3489.92	14.13
(23) Demanda térmica de A.C.S.	1631.87	6.61
Energía térmica acumulada en el depósito caliente	23.07	0.09
(25) Pérdidas de energía en el depósito frío	-27.25	-0.11
(26) Energía de entrada al depósito frío procedente del fancoil	0.00	0.00
(27) Pérdidas 2 en la distribución de agua fría	-0.04	0.00
Energía térmica acumulada en el depósito frío	25.21	0.10
(28) Energía de salida al depósito frío (funcionando en modo calor en invierno) en época de invierno	3542.35	14.34
(29) Pérdidas en el depósito frío (funcionando en modo calor en invierno) en época de invierno	1071.08	4.34
Energía térmica acumulada en el depósito usualmente frío (pero funcionando en modo calor: invierno)	162.27	0.66

Balance energético en verano

FLUJO	Energía [kW.h]	Reparto primario [%]
(1) Radiación sobre captadores	33818.56	100
(2) Energía cedida por los captadores al fluido primario	10182.64	30.11
(3) Pérdidas en las tuberías del primario	73.54	0.22
(4) Energía transferida en el intercambiador de calor	10084.09	29.82
(5) Pérdidas del acumulador solar	467.20	1.38
(6) Energía extraída del acumulador solar	9595.66	28.37
(7) Pérdidas en la distribución de agua caliente	12.98	0.04
(8) Pérdidas en la distribución de agua caliente	18.59	0.05
(9) Pérdidas en la distribución de agua caliente	0.01	0.00
(10) Energía térmica de entrada al intercambiador de calor de ACS	1212.44	3.59
(11) Energía térmica de entrada a la máquina de absorción	8436.09	24.95
(12) Energía térmica de entrada al circuito de calefacción	0.00	0.00
(13) Energía auxiliar térmica para A.C.S.	2.81	0.01
(14) Energía térmica total suministrada para A.C.S. (solar y auxiliar)	1215.20	3.59
(15) Energía evacuada en el evaporador de la máquina de absorción	6023.55	17.81
(16) Pérdidas en la distribución de agua fría	-2.57	-0.01
(17) Energía térmica evacuada por el fancoil en modo frío	10585.23	31.30
(18) Energía térmica evacuada por la máquina de absorción en el condensador-absorbedor	14498.83	42.87
(19a) Energía térmica auxiliar para calefacción	0.00	0.00
(30) Energía térmica auxiliar para refrigeración	4789.39	14.16
(20) Refrigeración (sensible) cubierta	9521.63	28.16
(21) Demanda sensible de refrigeración	9529.28	28.18
(22) Demanda de calefacción	0.00	0.00
(23) Demanda térmica de A.C.S.	1215.20	3.59
Energía térmica acumulada en el depósito caliente	-5.07	-0.01
(24) Energía disipada (disipador entre el depósito caliente y la máquina de absorción)	0.67	0.00
(25) Pérdidas de energía en el depósito frío	-189.76	-0.56
(26) Energía de entrada al depósito frío procedente del fancoil	10601.44	31.35
(27) Pérdidas 2 en la distribución de agua fría	-14.51	-0.04
Energía térmica acumulada en el depósito frío	-12.68	-0.04
(28) Energía de salida al depósito frío (funcionando en modo calor en invierno) en época de invierno	0.00	0.00
(29) Pérdidas en el depósito frío (funcionando en modo calor en invierno) en época de invierno	88.76	0.26
Energía térmica acumulada en el depósito usualmente frío (pero funcionando en modo calor: invierno)	-88.73	-0.26

Tanto las bombas B7 como B8 (físicamente es una única) están activas en esta configuración un número de horas igual al número de horas en que la vivienda está demandando refrigeración o calefacción, de manera que aunque se ha indicado su valor en la primera tabla de este apartado no será expuesta en el resto de tablas de los análisis de sensibilidad.

Se observa un descenso importante de calefacción cubierta con energía solar frente a las configuraciones anteriores. Esto es algo común a todas las configuraciones que incluyen sistema auxiliar (3, 4 y 6) frente a las sólo solares con apoyo en el local (1 y 2) y que tiene como base la diferencia de temperatura mínima del depósito que permite aprovechar energía solar en esta época del año.

La energía auxiliar es suministrada directamente al depósito, por lo que el cálculo de la refrigeración sensible cubierta con energía solar requiere consideraciones adicionales al resto de casos y se calcula según las siguientes ecuaciones.

$$Q_{Reftotal\ Solar} = Q_{Reftot} - E_{Ref\ Aux}$$

$$SHF_m = \frac{Q_{Refsens}}{Q_{Reftotal}}$$

$$Q_{Refsens\ Solar} = Q_{Reftotal\ Solar} \cdot SHF_m$$

Donde Q_{Reftot} , $Q_{Refsens}$, $Q_{Reftotal\ Solar}$ y $Q_{Refsens\ Solar}$ representan la cobertura de refrigeración total y refrigeración sensible del sistema completo y la de origen solar respectivamente. SHF_m es el factor de calor sensible medio que ha tenido el fancoil durante su funcionamiento. Y $E_{Ref\ Aux}$ es el término de energía auxiliar térmica requerida para refrigeración.

Parte de la energía auxiliar suministrada al depósito se invierte en pérdidas térmicas al ambiente. Además, en modo refrigeración parte de esta energía se invierte en combatir carga latente (lo cual no ocurría en las anteriores configuraciones).

A3.3. Influencia de la ciudad

Tanto la cobertura de calefacción como la de refrigeración disminuyen de manera significativa respecto a las anteriores configuraciones.

Comparación energética:

Datos generales

	Málaga	Madrid	SanSeb	
Energía térmica auxiliar				
Calefacción	1508	8450	10689	kWh
Refrigeración	4789	3099	337	kWh
ACS	122	428	703	kWh
Energía solar útil	13195	11221	5670	kWh
Eficiencia neta de la captación	27.02	26.59	20.83	%
Eficiencia neta del captador solar	32.59	32.77	29.46	%
COP de la enfriadora de absorción	0.71	0.72	0.72	-
Calefacción (%) cubierta con energía solar	56.78	23.53	14.36	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	54.71	57.18	73.20	%
ACS (%) cubierta con energía solar	95.71	85.78	77.02	%
Demanda cubierta con energía solar	62.52	43.26	29.79	%
Temperaturas medias de funcionamiento				
Del depósito	68.97	60.78	52.91	°C
De alimentación a la máquina de absorción	87.22	88.29	84.67	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	57.82	50.14	47.20	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	9.92	9.79	8.94	°C
De producción de la máquina de absorción	7.12	7.04	7.24	°C

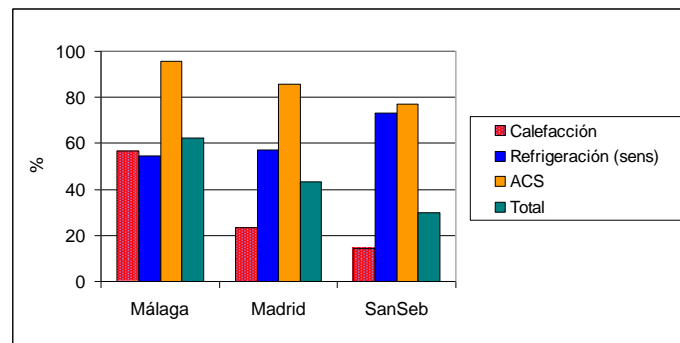


Figura A3-8. Climatización y ACS (%) cubierta con energía solar para cada ciudad. Conf3

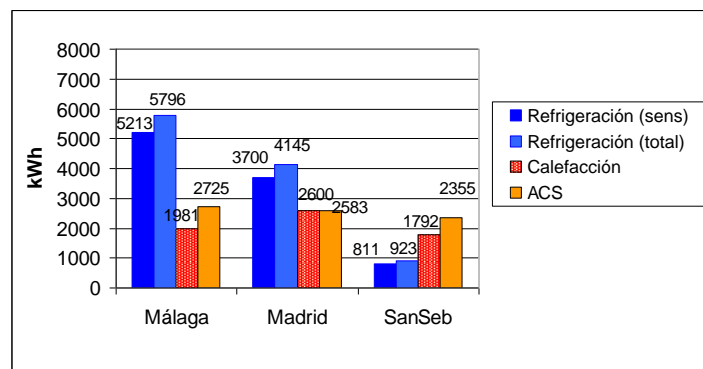


Figura A3-9. Climatización y ACS cubierta con energía solar para cada ciudad. Conf3

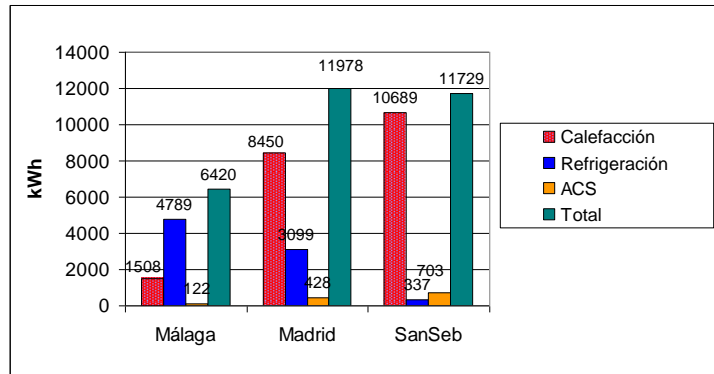


Figura A3-10. Energía auxiliar térmica para cada ciudad. Conf3

A3.4. Influencia del área de captación

Como en el resto de configuraciones, aumentar el área de captación supone aumentar la cobertura total de la demanda con energía solar, la cual aumenta desde un 50.54% hasta un 70.4% si el área de captación varía de 20m² a 50m².

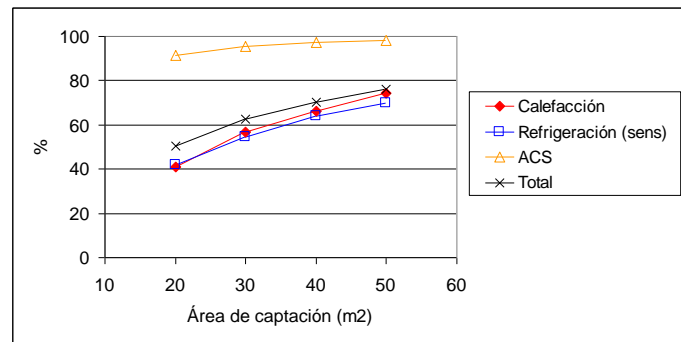


Figura A3-11. Influencia del área de captación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf3

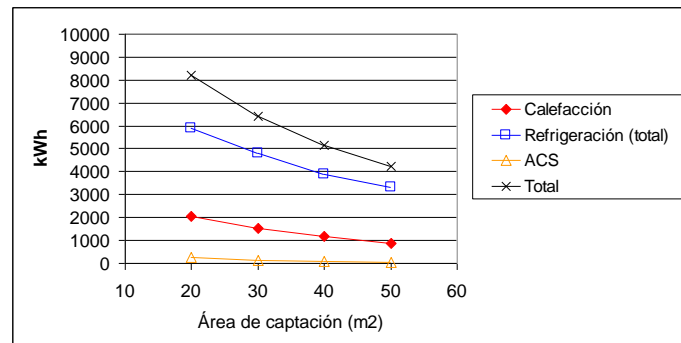


Figura A3-12. Influencia del área de captación en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Conf3

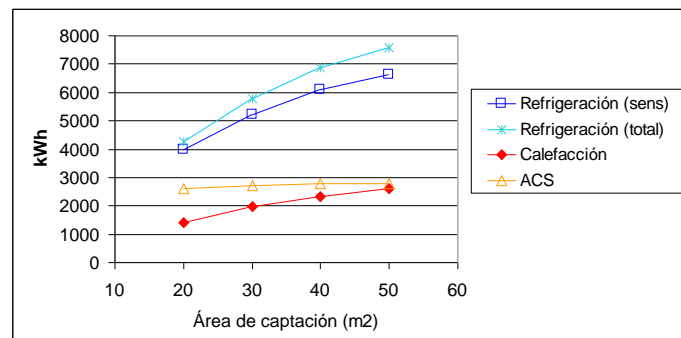


Figura A3-13. Influencia del área de captación en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf3

Comparación energética:

Datos generales

Área de captación	20	30	40	50	m ²
Volumen de acumulación de calor	200	300	400	500	l
Volumen de acumulación de frío	600	900	1200	1500	l

Energía térmica auxiliar

Calefacción	2066	1508	1176	888	kWh
Refrigeración	5917	4789	3900	3298	kWh
ACS	243	122	71	46	kWh

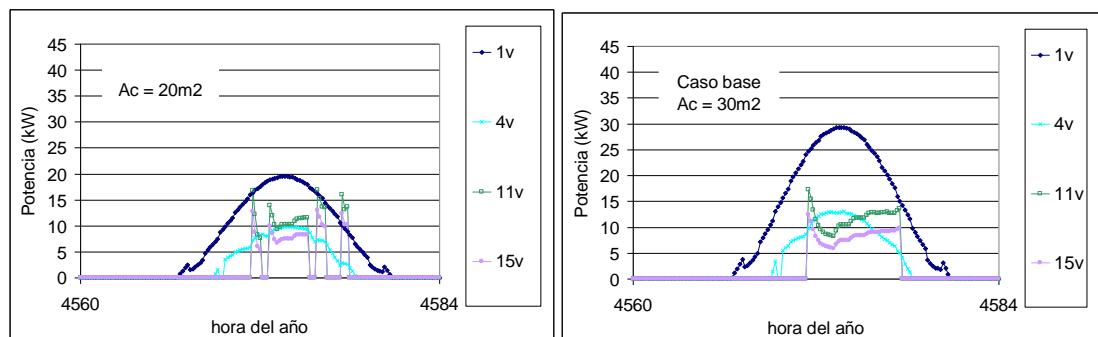
Energía solar útil	10147	13195	15256	16641	kWh
Eficiencia neta de la captación	30.91	27.02	23.82	21.29	%
Eficiencia neta del captador solar	35.36	32.59	30.19	28.77	%
COP de la enfriadora de absorción	0.73	0.71	0.71	0.71	-

Calefacción (%) cubierta con energía solar	40.81	56.78	66.31	74.54	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	41.87	54.71	63.82	69.69	%
ACS (%) cubierta con energía solar	91.48	95.71	97.51	98.38	%
Demanda cubierta con energía solar	50.54	62.52	70.41	75.90	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	62.29	68.97	73.28	76.69	°C
De alimentación a la máquina de absorción	80.33	87.22	89.74	90.49	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	53.84	57.82	61.41	64.17	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	10.72	9.92	9.52	9.30	°C
De producción de la máquina de absorción	7.51	7.12	7.08	7.07	°C

Al igual que en la configuración 2, disminuir el área de captación da lugar a un incremento en el número de arranques y paradas de la máquina. Es algo menor este incremento aquí como consecuencia de que el depósito frío se mantiene a menor temperatura por el tipo de conexión del sistema auxiliar. En la Figura A3-14 se representan los flujos de energía más representativos para varios valores de área de captación en un día concreto de verano, de manera que se puede observar el perfil de arranques y paradas durante dicho día.



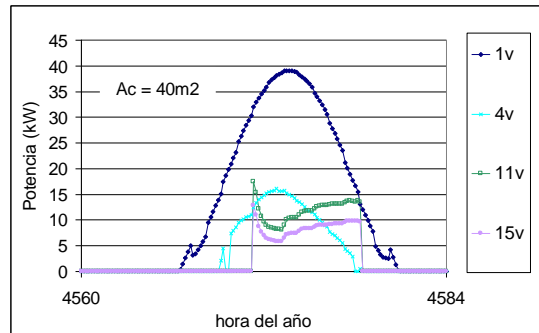


Figura A3-14. Flujos de energía en un día de verano para varias áreas de captación (20m², 30m² y 40m²). Radiación incidente en captadores (1v), energía solar captada (4v), flujo de entrada al generador de la máquina de absorción (11v) y evacuada del depósito frío en el evaporador de la máquina de absorción (15v).

También se observa un descenso en la temperatura media de producción de agua fría de la máquina de absorción con respecto a la configuración 2 a igualdad de consigna de dicha máquina, y un menor aumento de este valor a medida que disminuye el área de captación. Esto es consecuencia directa de la existencia del sistema auxiliar, el cual impide que el depósito aumente su temperatura por encima de un determinado valor, por lo que en un menor número de ocasiones se le demanda a la máquina de absorción una potencia superior a la disponible, factor por el cual no aumenta la temperatura de producción de la misma en gran medida por encima de la de consigna en esta configuración.

En el caso de Madrid, la cobertura total con energía solar aumena desde un 33.75% hasta un 50.71% si el área de captación pasa de 20m² a 40m². Esto se traduce en un aumento del porcentaje de refrigeración (sensible) cubierta con energía solar desde el 44.10% hasta un 66.16% como se aprecia en la siguiente tabla y figuras.

Comparación energética:

Datos generales

Área de captación	20	30	40	m2
-------------------	----	----	----	----

Energía térmica auxiliar

Calefacción	9374	8450	7600	kWh
Refrigeración	3886	3099	2494	kWh
ACS	611	428	330	kWh

Energía solar útil	8508	11221	13278	kWh
Eficiencia neta de la captación	30.03	26.59	23.82	%
Eficiencia neta del captador solar	35.12	32.77	30.85	%
COP de la enfriadora de absorción	0.73	0.72	0.72	-

Calefacción (%) cubierta con energía solar	15.17	23.53	31.22	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	44.10	57.18	66.16	%
ACS (%) cubierta con energía solar	79.71	85.78	89.05	%
Demanda cubierta con energía solar	33.75	43.26	50.71	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	55.10	60.78	64.69	°C
De alimentación a la máquina de absorción	80.37	88.29	90.47	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	48.29	50.14	51.81	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	10.63	9.79	9.40	°C

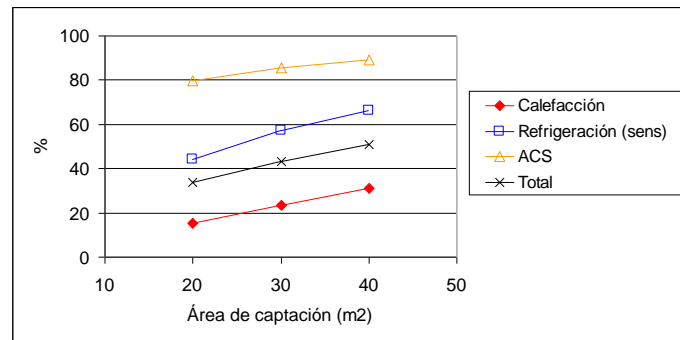


Figura A3-15. Influencia del área de captación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Madrid. Conf3

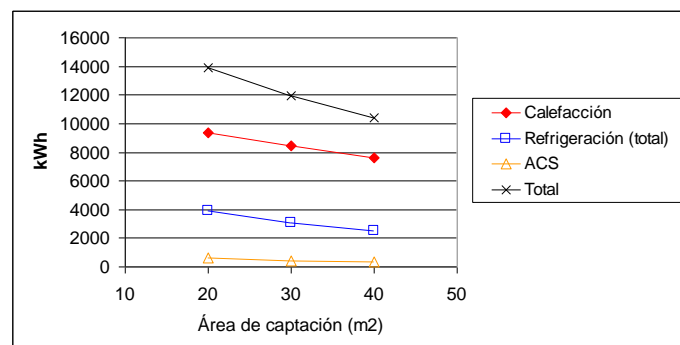


Figura A3-16. Influencia del área de captación en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Madrid. Conf3

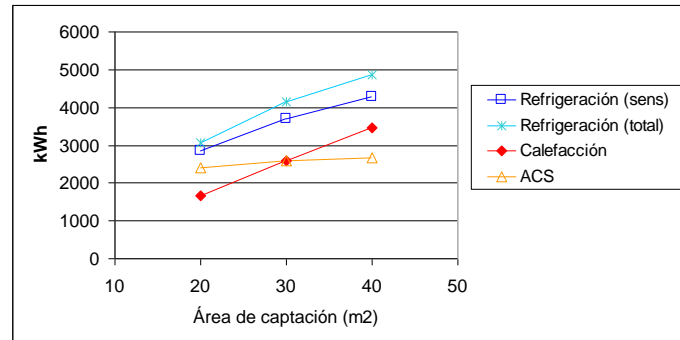


Figura A3-17. Influencia del área de captación en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Madrid. Conf3

A3.5. Influencia del volumen de acumulación

Se presenta un primer análisis manteniendo constante el volumen de acumulación de agua caliente ($V_c=10\text{l/m}^2$) siendo el volumen de agua fría el que aumenta hasta alcanzar el valor total. Y al final de este apartado se analiza también el hecho de variar este volumen de acumulación de calor.

La tendencia tanto para calefacción como para refrigeración es de aumento de la cobertura solar al aumentar la acumulación. Esto coincide con la configuración 2 (que tenía esta misma tendencia en refrigeración) ya que ambas incluyen depósito frío, contrastando de nuevo con la configuración 1.

En la Figura A3-21 puede observarse la importante diferencia en el valor de refrigeración total de origen solar (sensible y latente) entre las configuraciones 2 y 3. Pero se observa también que comparten una tendencia de crecimiento similar, aunque menos pronunciada en la configuración 3. Estas diferencias se deben a las ventajas inherentes de una frente a la otra y que han sido tratadas con profundidad en el apartado 4 dedicado a la comparación de configuraciones.

Pero es interesante resaltar que si se compara la cobertura de refrigeración sensible con energía solar, de nuevo respecto a la configuración 2, se observa una menor influencia. En la configuración 2, el aumento de volumen de acumulación de agua fría supone una reducción significativa de la proporción entre demanda sensible y total combatida. Esto es consecuencia del progresivo aumento en la temperatura media de alimentación al fancoil. En cambio, en la configuración 3 esta relación prácticamente no varía, ya que esta temperatura media es prácticamente invariable como consecuencia de la activación del sistema auxiliar cuando la temperatura de la parte inferior del depósito alcanza un determinado valor (13°C). Se produce por tanto una importante diferencia de cobertura de refrigeración total (sensible y latente) entre la configuración 2 y la 3.

Comparación energética:

Datos generales

Volumen total de acumulación en relación al área de captación	20	30	40	50	60	80	l/m ²
Área de captación	30	30	30	30	30	30	m ²
Volumen de acumulación de calor	300	300	300	300	300	300	l
Volumen de acumulación de frío	300	600	900	1200	1500	2100	l

Energía térmica auxiliar

Calefacción	1972	1684	1508	1400	1337	1207	kWh
Refrigeración	5142	4935	4789	4652	4529	4317	kWh
ACS	135	123	122	127	129	145	kWh

Energía solar útil	12271	12796	13195	13511	13742	14146	kWh
Eficiencia neta de la captación	24.84	26.06	27.02	27.83	28.48	29.61	%
Eficiencia neta del captador solar	31.35	32.04	32.59	33.07	33.46	34.33	%
COP de la enfriadora de absorción	0.71	0.71	0.71	0.72	0.72	0.72	-

Calefacción (%) cubierta con energía solar	43.49	51.75	56.78	59.89	61.69	65.41	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	51.33	53.32	54.71	55.99	57.10	59.00	%
ACS (%) cubierta con energía solar	95.26	95.68	95.71	95.54	95.48	94.91	%
Demanda cubierta con energía solar	57.49	60.58	62.52	63.94	65.00	66.86	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	71.53	70.19	68.97	67.95	67.18	65.72	°C
De alimentación a la máquina de absorción	87.86	87.84	87.22	86.78	86.27	85.26	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	55.96	57.46	57.82	58.14	58.34	57.87	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	10.04	9.96	9.92	9.91	9.90	9.95	°C
Deproducción de la máquina de absorción	7.15	7.11	7.12	7.12	7.12	7.14	°C

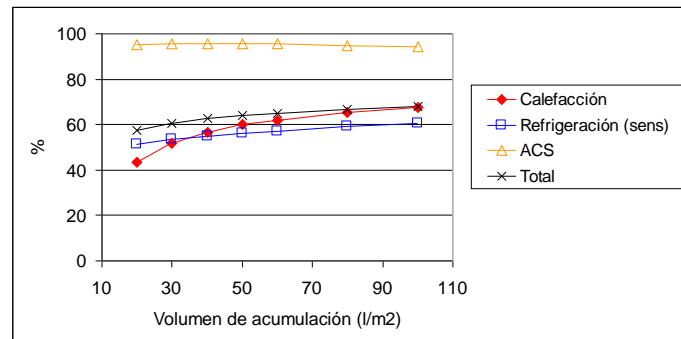


Figura A3-18. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf3. (Ac = 30m², Vc = 10l/m²)

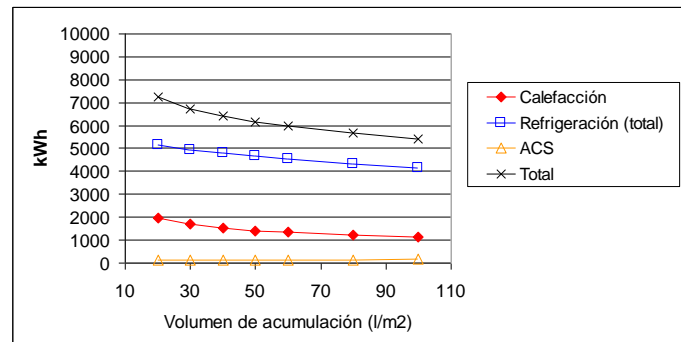


Figura A3-19. Influencia del volumen de acumulación en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Conf3. (Ac = 30m², Vc = 10l/m²)

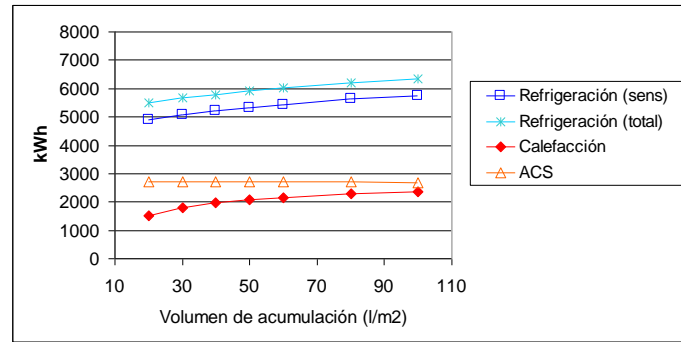


Figura A3-20. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga.
Conf3. ($A_c = 30\text{m}^2$, $V_c = 10\text{l/m}^2$)

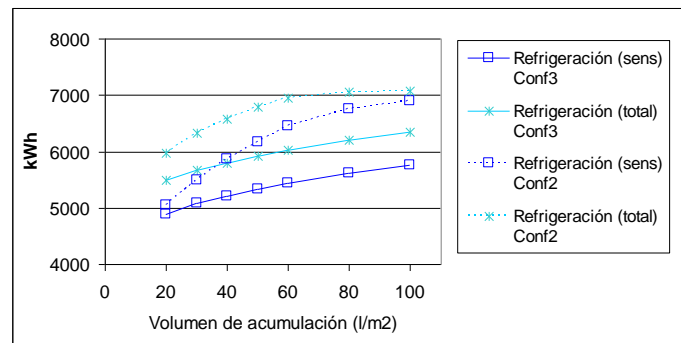


Figura A3-21. Comparación entre refrigeración sensible y total combatida con energía solar en función del volumen de acumulación ($A_c=30\text{m}^2$, $V_c=10\text{l/m}^2$). Configuraciones 2 y 3.

A continuación se analiza la influencia del volumen de acumulación para diferentes valores de área de captación.

En el caso base, V_c es de valor 10l/m^2 . Aumentar V_c a igualdad de V_t supone un descenso de cobertura de refrigeración sensible con energía solar (para áreas de captación iguales o inferiores a 30m^2) debido al aumento de pérdidas por acumulación, pero en menor proporción que el estudiado en la configuración 2, siendo algo más importante si es mayor el volumen de acumulación total. Y vuelve a suceder aquí que se invierte la tendencia para áreas elevadas (p.ej 40m^2) en cuyo caso es más adecuado un volumen de acumulación de calor algo mayor, ya que aunque supone más pérdidas térmicas al ambiente, permite evitar un detrimento importante en la eficiencia de la captación como consecuencia de las altas temperaturas que pueden alcanzarse en el depósito caliente si es excesivamente pequeño.

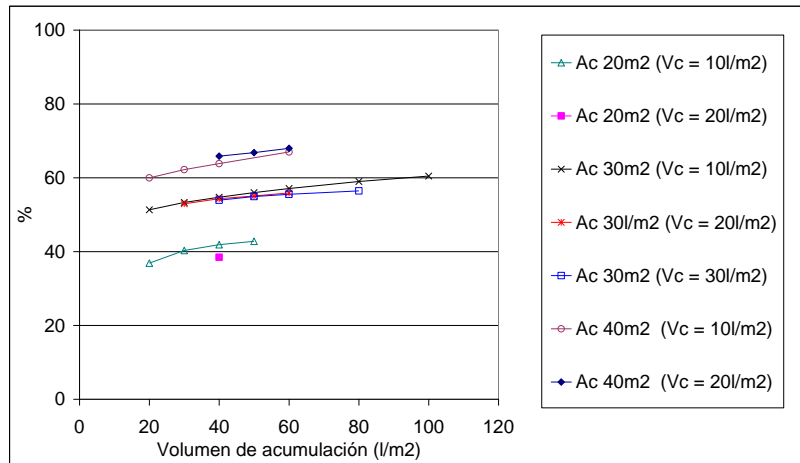


Figura A3-22. Cobertura de refrigeración sensible (%) con energía solar en función del volumen total de acumulación para diferentes valores de área de captación "Ac" y volumen de acumulación de calor "Vc". Málaga. Conf3

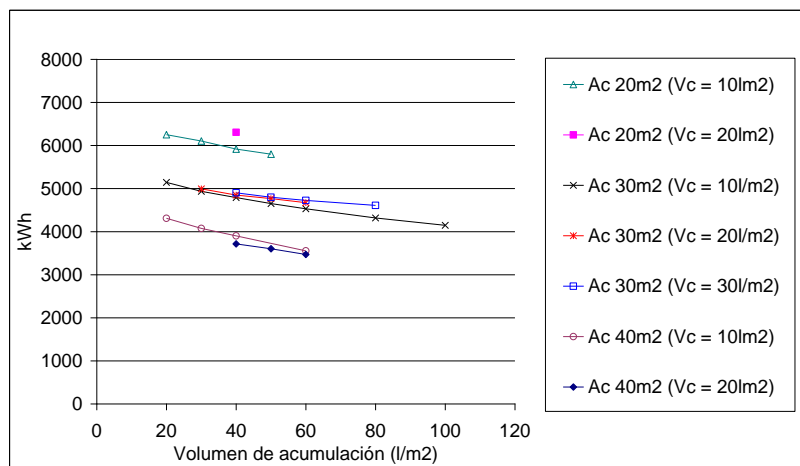


Figura A3-23. Energía auxiliar térmica para refrigeración en función del volumen total de acumulación para diferentes valores de área de captación "Ac" y volumen de acumulación de calor "Vc". Málaga. Conf3

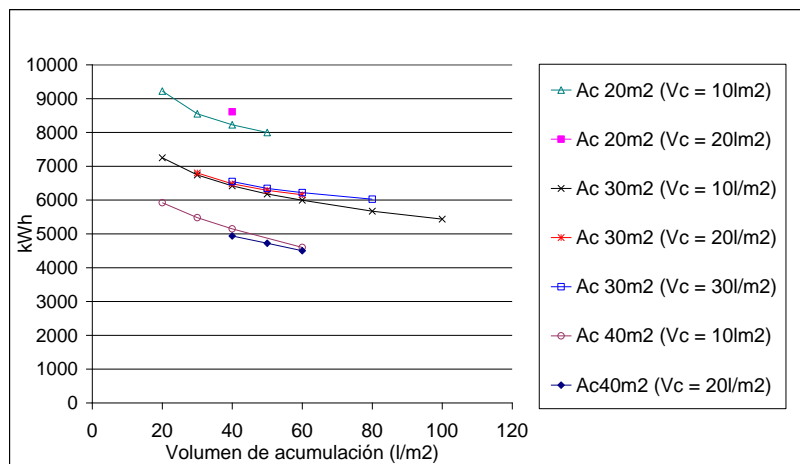


Figura A3-24. Energía auxiliar térmica total (kWh) en función del volumen total de acumulación para diferentes valores de área de captación "Ac" y volumen de acumulación de calor "Vc". Málaga. Conf3

Hay que destacar que de todos los casos estudiados hay uno que no permite combatir la demanda de refrigeración en un 3,6% de su valor. Es el caso de un área pequeña de captación

(20m²) junto a un volumen de acumulación de depósito frío pequeño (10l/m²). El resto permiten satisfacer más del 99.5% del total.

La tendencia es similar en el caso de Madrid. A continuación se muestran las figuras y tabla que lo muestran. En primer lugar manteniendo constante el área de captación y el volumen de acumulación de calor, variando por tanto exclusivamente el volumen de acumulación del depósito frío.

Comparación energética:

Datos generales

Volumen total de acumulación en relación al área de captación	30	40	50	60	l/m ²
Área de captación	30	30	30	30	m ²
Volumen de acumulación de calor	300	300	300	300	l
Volumen de acumulación de frío	600	900	1200	1500	l

Energía térmica auxiliar

Calefacción	8698	8450	8254	8118	kWh
Refrigeración	3192	3099	2999	2935	kWh
ACS	424	428	433	438	kWh

Calefacción (%) cubierta con energía solar	21.29	23.53	25.30	26.53	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	55.89	57.18	58.53	59.38	%
ACS (%) cubierta con energía solar	85.91	85.78	85.62	85.45	%
Demanda cubierta con energía solar	41.67	43.26	44.62	45.52	%

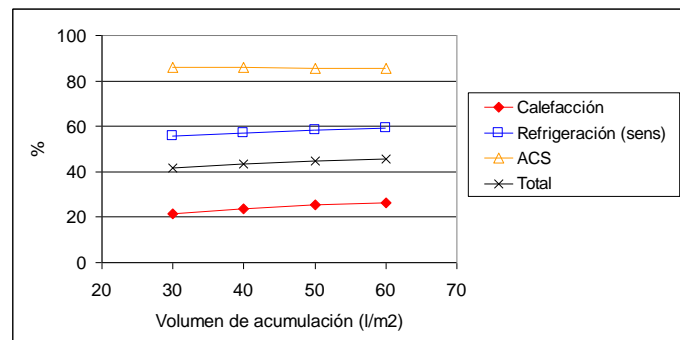


Figura A3-25. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Madrid.

Conf3. (Ac = 30m², Vc = 10l/m²)

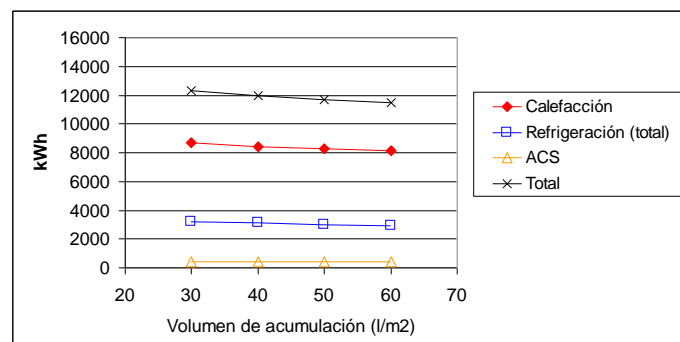


Figura A3-26. Influencia del volumen de acumulación en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Madrid. Conf3.

(Ac = 30m², Vc = 10l/m²)

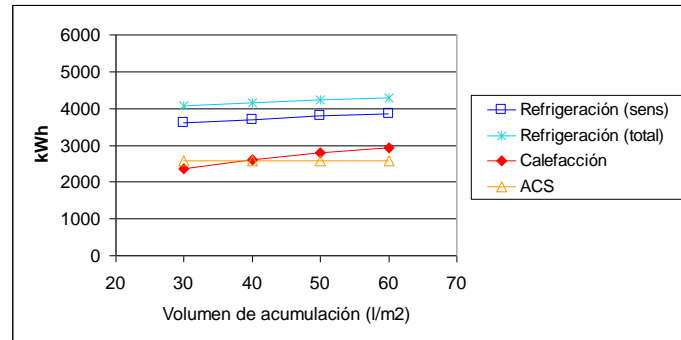


Figura A3-27. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Madrid. Conf3. (Ac = 30m², Vc = 10l/m²)

En el caso de Madrid la cobertura de refrigeración con energía solar para 30m² de captación es similar tanto con una acumulación de calor Vc de 10l/m² como de 20l/m², ya que el aumento de pérdidas térmicas al ambiente en el depósito al pasar de un caso a otro es del mismo orden que el detrimento de la eficiencia de captación.

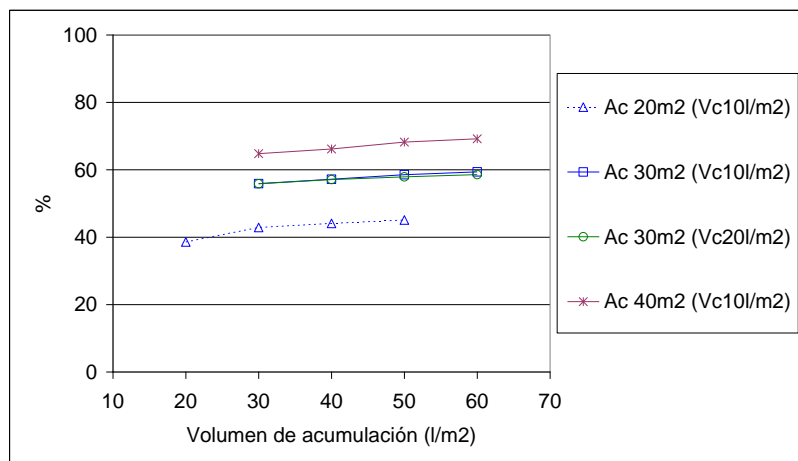


Figura A3-28. Cobertura de la demanda de refrigeración (sensible) en función del volumen total de acumulación para diferentes valores de área de captación "Ac" y volumen de acumulación de calor "Vc". Madrid. Conf3

A3.6. Influencia de la inclinación de captadores

En esta configuración como en las anteriores vuelve a maximizarse la cobertura de la demanda con energía solar para una inclinación de 30º.

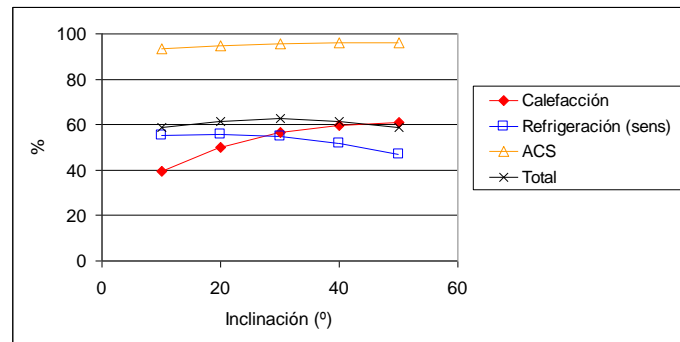


Figura A3-29. Influencia de la inclinación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf3

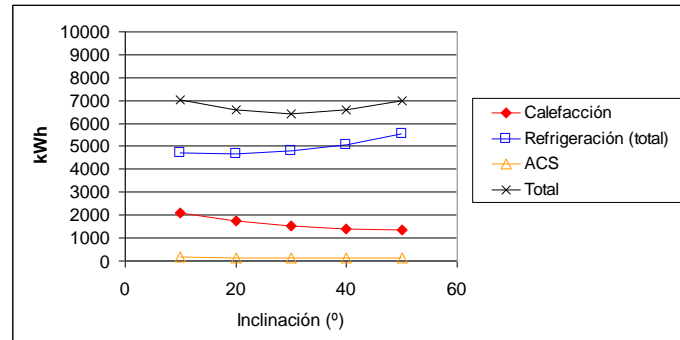


Figura A3-30. Influencia de la inclinación en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Conf3

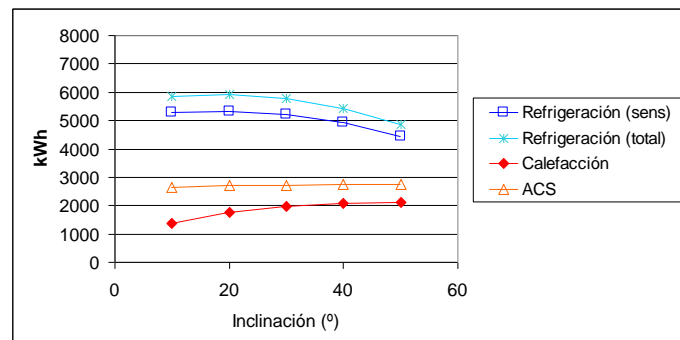


Figura A3-31. Influencia de la inclinación en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf3

A3.7. Influencia del tipo de captador

El tipo de captador es un parámetro fundamentalmente en la cobertura de refrigeración. Las curvas de comportamiento de los captadores utilizados pueden consultarse en apartado **Error!**
Reference source not found..

Comparación energética:

Datos generales

Tipo de captador	tipoo	tip01	tip02	tip03	
Energía térmica auxiliar					
Calefacción	1067	1508	1794	1986	kWh
Refrigeración	3677	4789	5455	5925	kWh
ACS	62	122	175	206	kWh
Energía solar útil					
	15740	13195	11593	10464	kWh

Eficiencia neta de la captación	32.27	27.02	23.82	21.55	%
Eficiencia neta del captador solar	39.53	32.59	29.85	28.09	%
COP de la enfriadora de absorción	0.71	0.71	0.72	0.73	-
Calefacción (%) cubierta con energía solar	69.44	56.78	48.60	43.10	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	66.09	54.71	47.54	42.32	%
ACS (%) cubierta con energía solar	97.83	95.71	93.87	92.78	%
Demanda cubierta con energía solar	72.52	62.52	56.09	51.55	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	76.10	68.97	64.56	61.55	°C
De alimentación a la máquina de absorción	89.93	87.22	84.58	81.65	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	64.01	57.82	54.67	52.57	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	9.34	9.92	10.30	10.58	°C

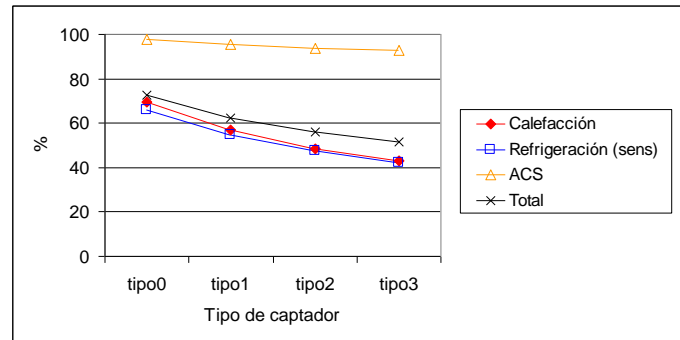


Figura A3-32. Influencia del tipo de captador en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf3

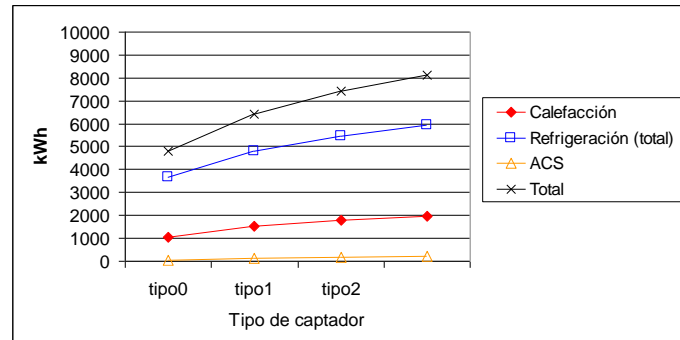


Figura A3-33. Influencia del tipo de captador en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Conf3

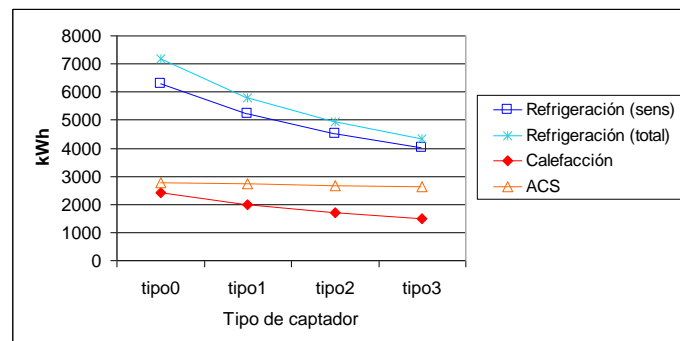


Figura A3-34. Influencia del tipo de captador en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf3

A3.8. Influencia del comportamiento de la máquina de absorción

Para analizar este factor se definieron 4 casos diferentes de comportamiento de la máquina de absorción (ver apartado 3.2.2).

Un descenso del COP_{ter} impacta directamente en la cobertura de refrigeración solar en iguales términos que en las demás configuraciones. Ver análisis de la configuración 1 para más detalle y apartado 4.5.

Comparación energética:

Datos generales

Comportamiento de la máquina a carga parcial

Energía térmica auxiliar

Calefacción

Refrigeración

ACS

Energía solar útil

Eficiencia neta de la captación

Eficiencia neta del captador solar

COP de la enfriadora de absorción

Calefacción (%) cubierta con energía solar

Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar

ACS (%) cubierta con energía solar

Demanda cubierta con energía solar

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito

De alimentación a la máquina de absorción

De alimentación al fancoil en modo calor

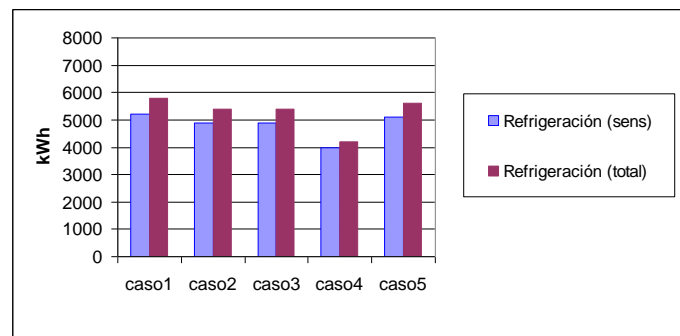


Figura A3-35. Cobertura de refrigeración con energía solar ante distintas curvas de comportamiento de la máquina de absorción. Conf3. Málaga

Para comprender las conclusiones extraídas de la simulación y presentadas en este apartado, es adecuado analizar el comportamiento para los casos 1 y 4 a partir de una serie de gráficas (desde la Figura A3-36 hasta la Figura A3-39). En la primera figura de cada caso se representa la relación entre refrigeración sensible y total combatida respecto a la demandada, así como la potencia disponible en el fancoil. En la segunda gráfica se presenta la estratificación del depósito frío.

En el caso 1 (Figura A3-36) el funcionamiento diario habitual suele ser la activación y desactivación del sistema auxiliar durante las primeras horas del día en las que el sistema solar no es capaz de activarse por no alcanzar suficiente temperatura en el depósito caliente, mientras que ya nos encontramos con demanda de refrigeración en la vivienda. La absorción se activa cuando el depósito caliente alcanza suficiente temperatura, y tiene una consigna de producción de agua fría de 7°C. La capacidad máxima de refrigeración del fancoil representada es función de la temperatura de la parte inferior del depósito frío (ver Figura A3-37 en que se presenta la estratificación de dicho depósito) por lo que sigue el perfil de dicha temperatura.

Las diferencias observadas en el caso 4 son evidentes. Sucede que cuando la máquina de absorción se pone en marcha, debido al elevado ritmo de salida de energía del depósito caliente por el reducido COP de la máquina de absorción, la temperatura del depósito caliente desciende rápidamente por debajo de la que permitió la activación de la absorción, por lo que tiene lugar su desactivación. Aún nos encontramos en horas del día en que hay elevada radiación por lo que el ciclo se repite varias veces. Entre estos ciclos también ha de activarse el sistema auxiliar porque sigue produciéndose demanda de refrigeración. Se observa por tanto que se producen bruscos cambios de estratificación en el depósito frío durante todo el día. El número de arranques y paradas puede ser inadecuado para el correcto funcionamiento de la máquina de absorción.

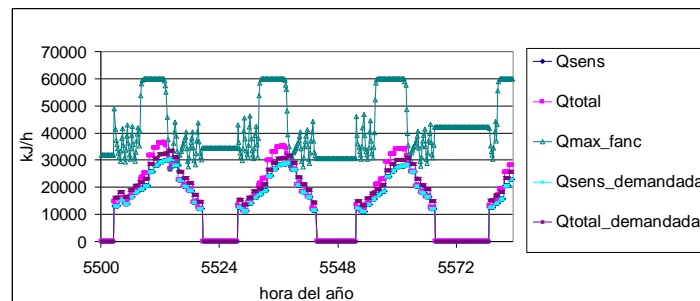


Figura A3-36. Balance entre demanda y cobertura de refrigeración para varios días de verano. Cobertura de refrigeración sensible y total con energía solar (“Qsens” y “Qtotal”), frente a la demandada (“Qsens_demandada” y “Qtotal_demandada”). “Qmax_fanc” es la capacidad de refrigeración del fancoil. Málaga. Conf3. Caso1

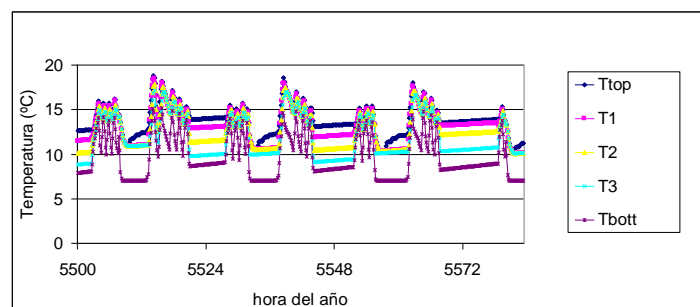


Figura A3-37. Estratificación del depósito frío para varios días de verano. Conf3 Caso1

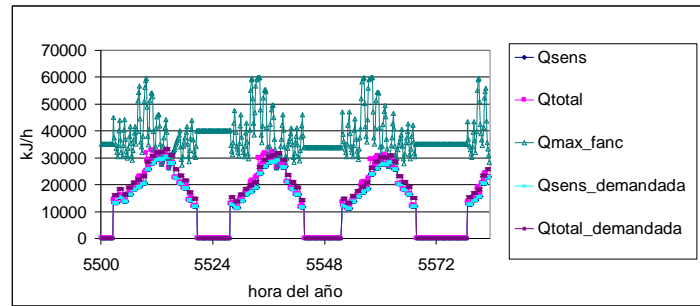


Figura A3-38. Balance entre demanda y cobertura de refrigeración para varios días de verano. Cobertura de refrigeración sensible y total con energía solar (“Qsens” y “Qtotal”), frente a la demandada (“Qsens_demandada” y “Qtotal_demandada”). “Qmax_fanc” es la capacidad de refrigeración del fancoil. Málaga. Conf3. Caso4

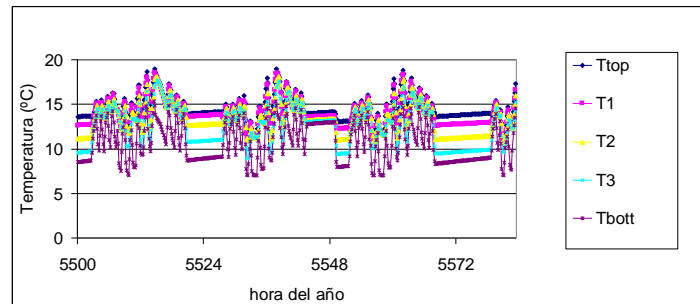


Figura A3-39. Estratificación del depósito frío para varios días de verano. Conf3. Caso4

A3.9. Influencia de la temperatura de consigna de la máquina de absorción.

Se produce un máximo de cobertura de refrigeración solar para una temperatura de consigna de aproximadamente 8°C.

Esto se debe a dos factores.

En primer lugar a las curvas de comportamiento del equipo de absorción. En este caso concreto, el rendimiento es prácticamente independiente de la temperatura de producción de agua fría excepto para temperaturas inferiores a 8°C en las que sufre una caída del rendimiento. Por otra parte, el aumento de la temperatura de producción de la máquina de absorción disminuye el número de horas en que el equipo funciona (ya que hay más tiempo en que entiende que el depósito frío está suficientemente cargado). Esto disminuye la energía extraída del depósito de agua caliente y por tanto aumenta la temperatura disminuyendo la eficiencia de la captación.

Si la temperatura aumenta en exceso, colocándose a una distancia pequeña de la consigna del sistema auxiliar se produce además una interacción de manera que el sistema auxiliar se activa en ocasiones haciendo disminuir la temperatura del depósito frío por debajo de la que permite activar la máquina de absorción, impactando directamente en la cobertura solar.

En definitiva, aumentar de 7°C a 12°C el valor de esta consigna hace que la cobertura de refrigeración con energía solar descienda de manera importante, bajando de 53.4% a 40.3% por lo que hay que tener especial cuidado al fijar estos parámetros de control.

La elección de la temperatura de producción del sistema de absorción condiciona en una medida importante la relación existente entre refrigeración sensible y total que proporciona el sistema, ya que influye significativamente en la temperatura media de entrada al fancoil.

Comparación energética:

Datos generales

Temperatura de consigna de la máquina de absorción	6	7	8	10	12	°C
--	---	---	---	----	----	----

Número de horas en las que funcionan:

Las bombas del circuito de captación solar activas (B1, B2)	2316	2294	2293	2274	2150	h
Las bombas del circuito de absorción [B5, B6] (en verano)]	746	817	854	877	701	h
La bomba entre los dos depósitos [B5] (en invierno)	367	367	367	367	368	h
Las bombas del circuito de refrigeración (B8)	1889	1889	1889	1889	1889	h
Las bombas del circuito de calefacción (B7)	1650	1650	1650	1650	1650	h
Las bombas del circuito de ACS (B3)	6859	6859	6858	6860	6865	h
Sistema auxiliar de calefacción	179	179	179	179	178	h
Sistema auxiliar de refrigeración	577	556	543	542	669	h

Demanda térmica cubierta

Calefacción	3487	3487	3487	3487	3487	kWh
Refrigeración sensible	9523	9522	9524	9524	9526	kWh
Refrigeración total	10655	10585	10364	9836	9593	kWh

Energía térmica auxiliar

Calefacción	1509	1508	1507	1507	1502	kWh
Refrigeración	4962	4789	4675	4673	5729	kWh
ACS	122	122	122	122	119	kWh

Radiación total sobre el captador	58523	58523	58523	58523	58523	kWh
Calor anual producido por el captador solar	16586	15815	15442	14801	13275	kWh
Producción anual de frío con energía solar (total)	5692	5796	5689	5163	3864	kWh
Producción anual de frío con energía solar (sens	5088	5213	5228	5000	3836	kWh
Producción anual de calefacción con energía solar	1981	1981	1983	1983	1988	kWh
Producción anual de ACS con energía solar	2725	2725	2725	2725	2728	

Energía solar útil	14068	13195	12769	12043	10312	kWh
Eficiencia neta de la captación	28.34	27.02	26.39	25.29	22.68	%
Eficiencia neta del captador solar	33.74	32.59	31.97	31.01	29.88	%
COP de la enfriadora de absorción	0.64	0.71	0.74	0.74	0.73	-

Calefacción (%) cubierta con energía solar	56.78	56.78	56.82	56.82	56.96	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	53.39	54.71	54.86	52.47	40.26	%
ACS (%) cubierta con energía solar	95.70	95.71	95.70	95.71	95.82	%
Demanda cubierta con energía solar	61.73	62.52	62.62	61.18	53.90	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	67.94	68.97	69.06	69.38	70.53	°C
De alimentación a la máquina de absorción	83.30	87.22	88.52	89.12	82.85	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	57.82	57.82	57.82	57.82	57.83	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	9.83	9.92	10.25	11.11	11.96	°C
De producción de la máquina de absorción	6.50	7.12	8.06	10.06	12.28	°C

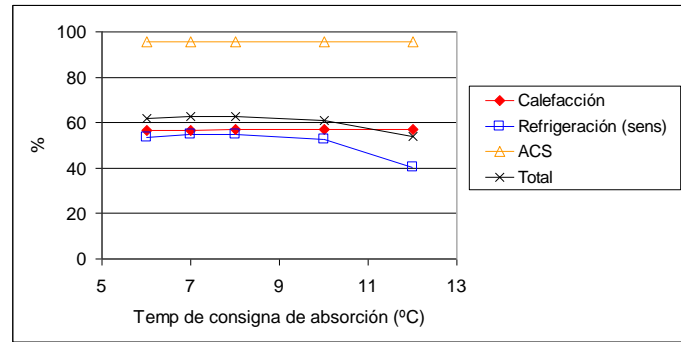


Figura A3-40. Influencia de la temperatura de consigna de la máquina de absorción en la cobertura (%) de la demanda con energía solar

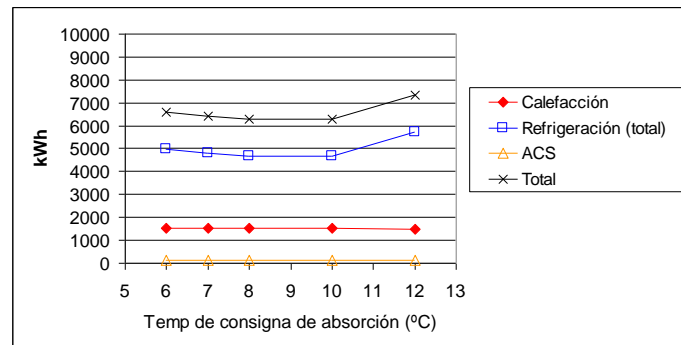


Figura A3-41. Influencia de la temperatura de consigna de la máquina de absorción en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Conf3

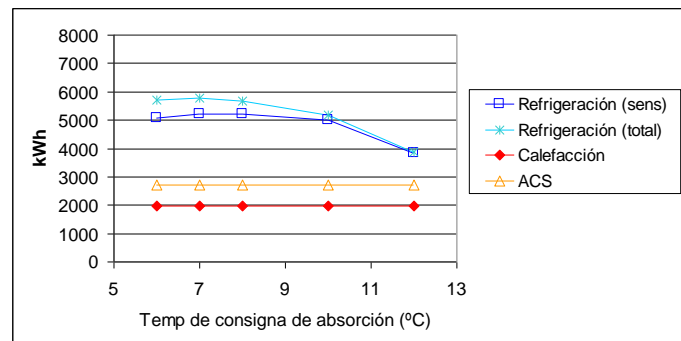


Figura A3-42. Influencia de la temperatura de consigna de la máquina de absorción en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf3

A3.10. Influencia de la temperatura de consigna del sistema auxiliar

A3.10.1. Refrigeración

Se produce un aumento de la cobertura de refrigeración sensible a partir de energía solar cuando la temperatura que permite la activación del sistema auxiliar (la de la parte baja del depósito frío) aumenta. Un aumento de 10°C a 15°C en esta temperatura supone pasar de un 49.06% a un 57.96% de cobertura. Esto permite una disminución de energía auxiliar para refrigeración desde 5615kWh anuales a 4400kWh, reduciendo el número de horas al año de funcionamiento del sistema auxiliar en modo refrigeración de 700 a 487. Queda por tanto ratificado el interés de situar esta temperatura lo más elevada posible.

Además, se comprueba que incluso situando esta consigna a 15°C el sistema es capaz de abastecer prácticamente la totalidad de la demanda de refrigeración (un 99.6%). Esto es posible debido a que esta temperatura se alcanza en el depósito frío (cuando ha de ponerse en marcha el sistema auxiliar) al principio y final del día, cuando la demanda de refrigeración es de valor menor que la demanda pico, por lo que no importa en estos casos alimentar al fancoil por encima de la temperatura de 13°C que es la que permite al fancoil combatir la demanda pico de refrigeración de la vivienda. Esto no puede generalizarse, ya que por ejemplo para áreas menores de captación podría ser inadecuada esta consigna por elevada, no permitiendo al sistema combatir la totalidad de la demanda en algunas ocasiones, o en situaciones en que no tengamos tan buena coincidencia temporal entre radiación solar y perfil de demanda. En definitiva, si no se realiza la simulación del sistema que permite asegurar el buen dimensionado de la configuración sería adecuado que esta temperatura rondase la temperatura que entrando a la unidad terminal permite abastecer la demanda punta. Incluso podría ser adecuado añadir un rango de seguridad consistente en colocar esta temperatura por debajo de este valor teniendo en cuenta que la bomba de calor utilizada es de menor potencia que la demanda pico del edificio. Pero si la elección de la consigna desciende hasta un valor de 7.5°C, la cobertura cae bruscamente debido a la interacción producida entre las consignas de la máquina de absorción y del sistema auxiliar de manera que este último impide el funcionamiento del primero en gran parte del tiempo en que está en condiciones de activarse.

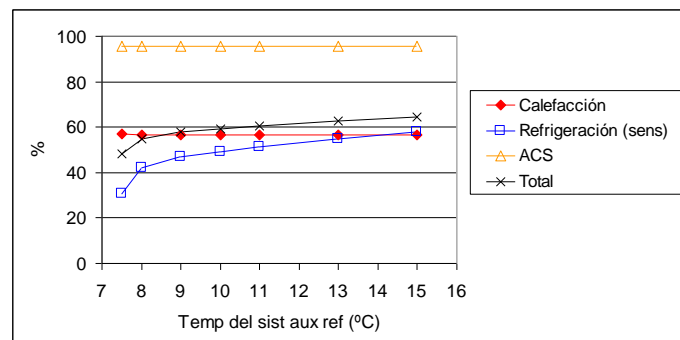


Figura A3-43. Influencia de la temperatura de activación del sistema auxiliar de refrigeración en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf3

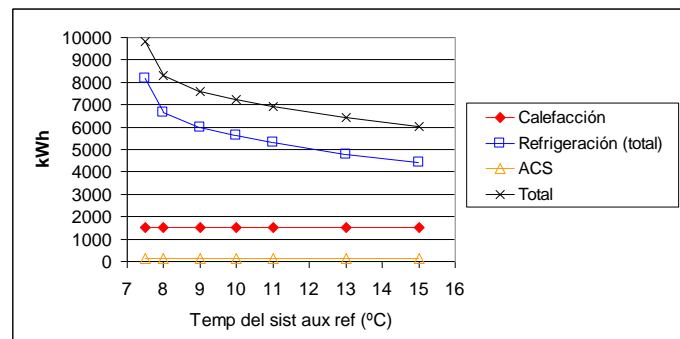


Figura A3-44. Influencia de la temperatura de activación del sistema auxiliar de refrigeración en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Conf3

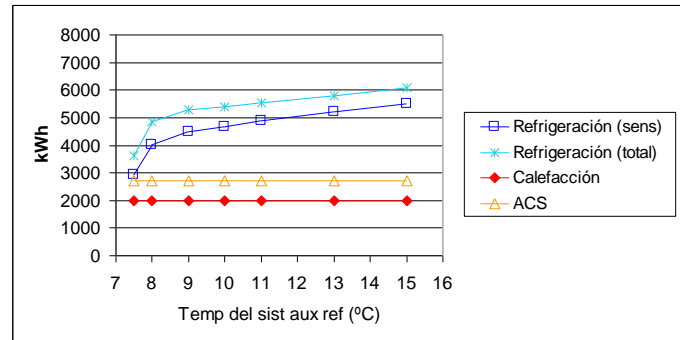


Figura A3-45. Influencia de la temperatura de activación del sistema auxiliar de refrigeración en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf3

Comparación energética:

Datos generales

Temperatura de consigna del sist aux clf	7.5	8	9	10	11	13	15	°C
Número de horas en las que funcionan:								
Las bombas del circuito de captación (B1, B2)	2127	2252	2282	2289	2293	2294	2298	h
Las bombas del circuito de la absorción [B5, B6] (verano)]	630	756	814	821	823	817	807	h
Bomba entre los depósitos [B5] (invierno)	367	367	367	367	367	367	367	h
Las bombas del circuito de ACS (B3)	6864	6859	6859	6859	6859	6859	6859	h
Sistema auxiliar de calefacción	179	179	179	179	179	179	179	h
Sistema auxiliar de refrigeración	1094	872	761	700	646	556	487	h
Energía térmica auxiliar								
Calefacción	1505	1508	1508	1508	1508	1508	1509	kWh
Refrigeración	8178	6671	5969	5615	5294	4789	4400	kWh
ACS	120	122	122	122	122	122	122	kWh
Radiación total sobre el captador	58523	58523	58523	58523	58523	58523	58523	kWh
Calor anual producido por el captador solar	13270	14765	15304	15450	15585	15815	16068	kWh
Producción anual de frío con energía solar (total)	3631	4852	5279	5408	5542	5796	6068	kWh
Producción anual de frío con energía solar (se ns)	2930	4012	4472	4675	4874	5213	5502	kWh
Producción anual de calefacción con energía solar	1985	1981	1981	1981	1981	1981	1981	kWh
Energía solar útil	10358	12041	12600	12753	12913	13195	13470	kWh
Eficiencia neta de la captación	22.67	25.23	26.15	26.40	26.63	27.02	27.46	%
Eficiencia neta del captador solar	30.23	31.36	31.88	32.06	32.23	32.59	32.98	%
COP de la enfriadora de absorción	0.71	0.71	0.71	0.71	0.71	0.71	0.72	-
Calefacción (%) cubierta con energía solar	56.86	56.78	56.78	56.78	56.78	56.78	56.78	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	30.75	42.11	46.93	49.06	51.14	54.71	57.74	%
ACS (%) cubierta con energía solar	95.80	95.70	95.70	95.71	95.71	95.71	95.71	%
Demanda cubierta con energía solar	48.17	54.95	57.85	59.13	60.38	62.52	64.34	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	70.75	69.66	69.34	69.24	69.13	68.97	68.76	°C
De alimentación a la máquina de absorción	80.15	85.91	88.38	88.24	88.14	87.22	86.27	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	57.82	57.82	57.82	57.82	57.82	57.82	57.82	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	6.82	7.30	7.84	8.34	8.85	9.92	11.00	°C
De producción de la máquina de absorción	7.48	7.24	7.10	7.09	7.09	7.12	7.22	°C

La comparación entre la Figura A3-46 y la Figura A3-47 refleja la incidencia que tiene aumentar la consigna del sistema auxiliar, que se concreta en un aumento de temperatura en el depósito frío cuando únicamente está activo el sistema auxiliar. Esto supone una disminución de la

potencia de refrigeración que permite combatir el fancoil, y por tanto su proximidad a la demanda cubierta.

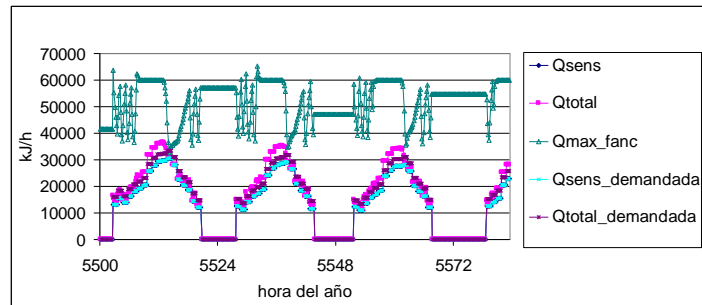


Figura A3-46. Balance entre demanda y cobertura de refrigeración para varios días de verano. Cobertura de refrigeración sensible y total con energía solar (“Qsens” y “Qtotal”), frente a la demandada (“Qsens_demandada” y “Qtotal_demandada”). “Qmax_fanc” es la capacidad de refrigeración del fancoil. Conf3 para una temperatura de consigna del sistema auxiliar de refrigeración de 10°C

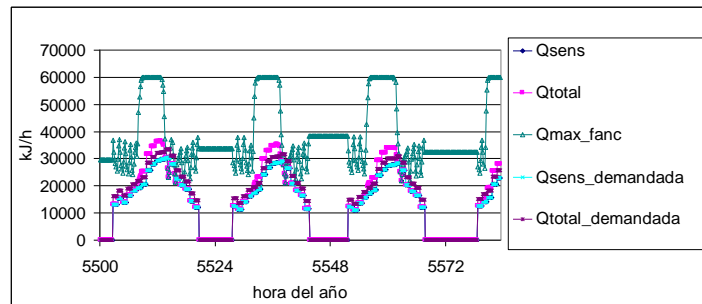


Figura A3-47. Balance entre demanda y cobertura de refrigeración para varios días de verano. Cobertura de refrigeración sensible y total con energía solar (“Qsens” y “Qtotal”), frente a la demandada (“Qsens_demandada” y “Qtotal_demandada”). “Qmax_fanc” es la capacidad de refrigeración del fancoil. Conf3 para una temperatura de consigna del sistema auxiliar de refrigeración de 15°C

A3.10.2. Calefacción

Se observa una caída importante de la cobertura de la demanda de calefacción al aumentar la temperatura de activación del sistema auxiliar. Concretamente, aumentar la consigna de 30°C a 50°C hace disminuir la cobertura de calefacción con solar desde un 98.15% hasta un 44.12%. Esto supone un aumento de energía auxiliar de calefacción desde 1111kWh hasta 1950kWh anuales.

Para el caso de Málaga se estima adecuada una consigna de 30°C. Esto supone que en ningún momento la demanda de calefacción queda insatisfecha por el sistema (para el fancoil utilizado en las simulaciones).

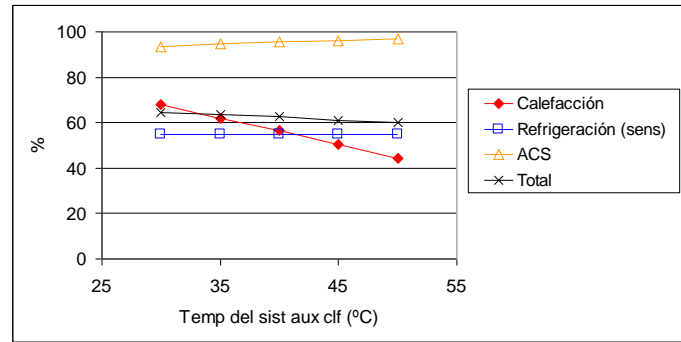


Figura A3-48. Cobertura (%) de la demanda con energía solar en función de la temperatura de activación del sistema auxiliar para calefacción. Málaga. Conf3

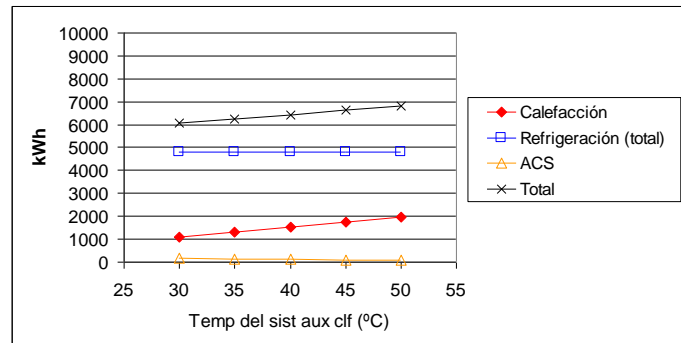


Figura A3-49. Influencia de la temperatura de activación del sistema auxiliar de calefacción en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Conf3

En San Sebastián, la demanda de calefacción es mayor. Es por ello que la influencia de esta consigna en la cobertura de calefacción en términos energéticos es también mayor respecto de Málaga (Figura A3-50 hasta Figura A3-52).

Estos resultados inducen a colocar la temperatura de activación lo más baja posible, pero hay tener en cuenta que si está por debajo de un determinado valor (que puede determinarse por simulación) podemos encontrarnos con que la demanda de calefacción no queda satisfecha en todo momento. En este caso, una temperatura de 30°C es también una temperatura adecuada como consigna (teniendo en cuenta que el fancoil utilizado es el determinado para San Sebastián con la máxima velocidad del ventilador en época de invierno). Si el fancoil es de menor potencia se ha de aumentar esta consigna con la consecuente disminución en la cobertura de calefacción con energía solar (mucho más significativa en San Sebastián que en Málaga en términos energéticos).

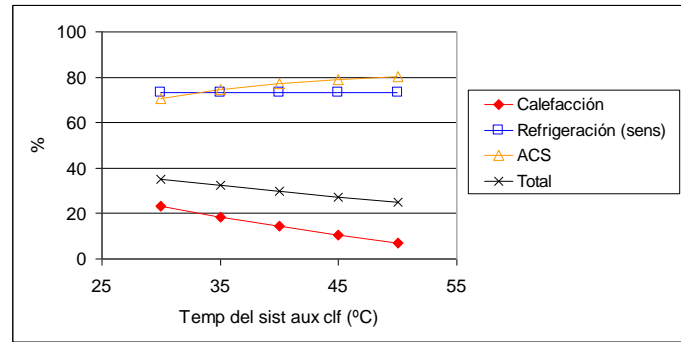


Figura A3-50. Influencia de la temperatura de activación del sistema auxiliar de calefacción en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. San Sebastián. Conf3

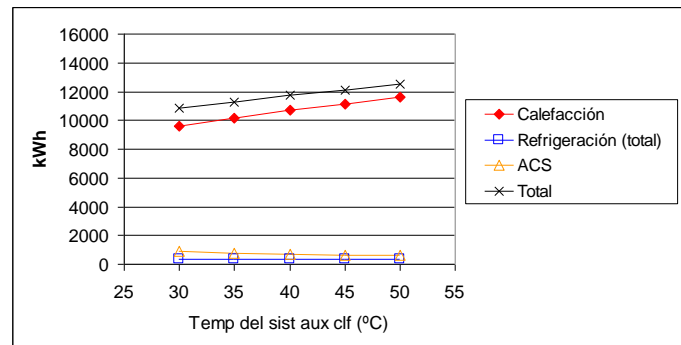


Figura A3-51. Influencia de la temperatura de activación del sistema auxiliar de calefacción en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). San Sebastián. Conf3

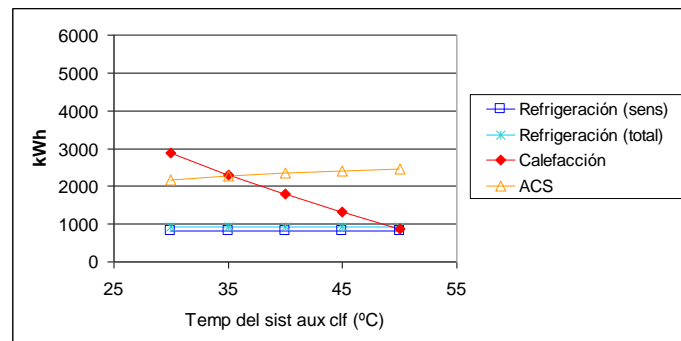


Figura A3-52. Influencia de la temperatura de activación del sistema auxiliar de calefacción en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. San Sebastián. Conf3

Anexo 4. Simulación detallada. Configuración 4

En este anexo se muestra en detalle el resultado de las simulaciones relativas a la configuración 3 (esquema simplificado en Figura A4-1).

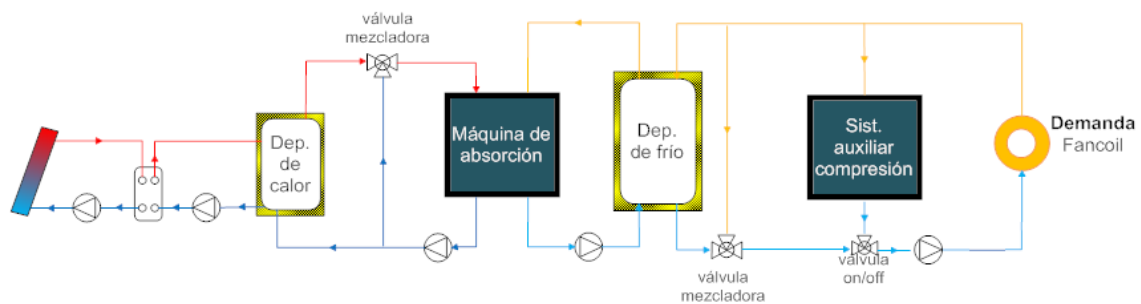


Figura A4-1. Configuración 4. Sistema solar con acumulación de calor y frío, y equipo auxiliar de frío en paralelo con el depósito

Esta configuración consta tanto de depósito caliente como de depósito frío. Al igual que la configuración 3 incluye el sistema auxiliar. Pero la conexión del mismo se produce en este caso en paralelo con el depósito frío (el cual almacena agua caliente en invierno), lo que significa que cuando el sistema auxiliar está activo, es él quien abastece la totalidad de la demanda.

Por otra parte, hay que tener en cuenta que la utilización del depósito frío como depósito caliente implica cambiar la conexión de éste con la unidad terminal (fancoil) en función de la época del año. Conexión a la parte superior del mismo (en modo calefacción) y a la parte inferior (en modo refrigeración).

A continuación se detallan los esquemas de principio detallados con la nomenclatura de las variables que intervienen en la simulación (caudales y temperaturas), así como la identificación de secciones donde se analiza el balance de energía.

Se analiza el caso base, definido de manera similar en todas las configuraciones y cuyas características se pueden consultar en los apartados 3.2 y 4.1.

Después se analiza la influencia que tienen diferentes factores (ciudad, área de captación, volumen de acumulación, tipo de captador e inclinación de los mismos, comportamiento del equipo de absorción y temperaturas de consigna).

La explicación detallada de la influencia de los diferentes factores se ha tratado en profundidad en el anexo 1 para la configuración 1, así como la explicación de gráficas y tablas. En los anexos 2 al 5, aunque se expondrán las tablas y gráficas con los resultados, se describirán más brevemente ya que muchos de los factores influyen de manera equivalente en todas las configuraciones. Los factores que afecten de manera diferenciada se expondrán en detalle. Para más información consultar anexo 1.

La lógica de control se detalla en el apartado 2.3.2 y 2.3.3.

A4.1. Esquemas

La Figura A4-2 muestra el esquema de principio de la instalación. Al igual que en la configuración 3, la válvula diversora on-off (cuyo funcionamiento es completamente abierto o cerrado) representada a la salida del depósito caliente estará en diferente posición en función de que nos encontremos en invierno o verano. En verano permitirá al fluido dirigirse desde el depósito caliente hacia el generador de la máquina de absorción. Y en invierno enviará el fluido desde el depósito solar hasta el segundo depósito (que actúa como caliente en esta época del año). Nos encontramos también con otras dos válvulas diversoras on-off tras el segundo acumulador (frío en verano y caliente en invierno) que únicamente permiten direccional fluido al fancoil proveniente del sistema solar o del auxiliar, pero no de ambos simultáneamente (conexión paralelo). Realmente en el esquema físico esta válvula es única, así como las bombas B7 y B8 son la misma físicamente.

En la Figura A4-3 se presentan las secciones en que se realizan los balances de energía. En ella no se ha definido la nomenclatura para la energía de salida del depósito frío, las pérdidas del mismo y la energía auxiliar requerida. Para su definición se va a realizar una distinción entre el funcionamiento en verano y en invierno (ver Figura A4-4 y Figura A4-5). Esto permite plantear más claramente los balances energéticos, siendo clave a la hora de evaluar el funcionamiento del sistema.

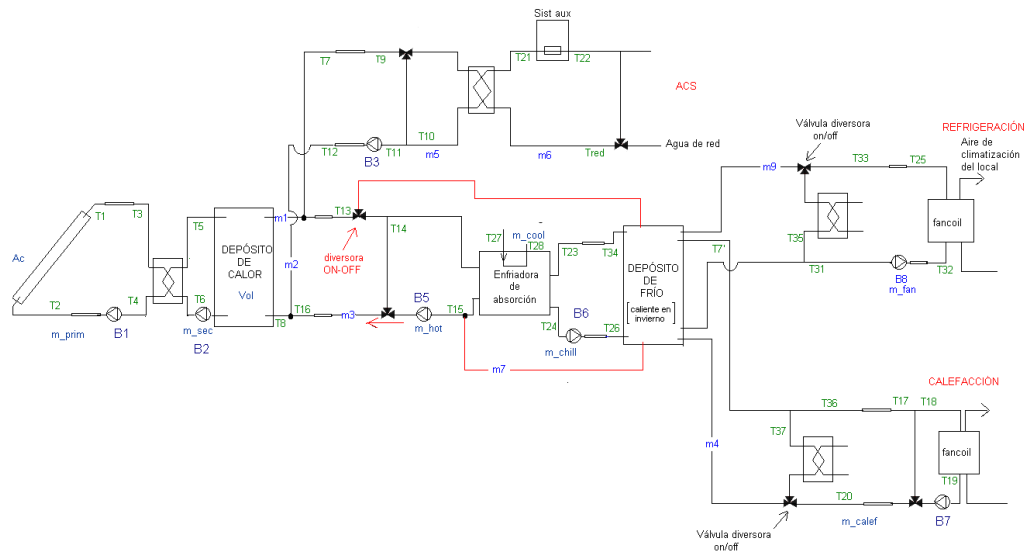


Figura A4-2. Variables de simulación. Configuración 4

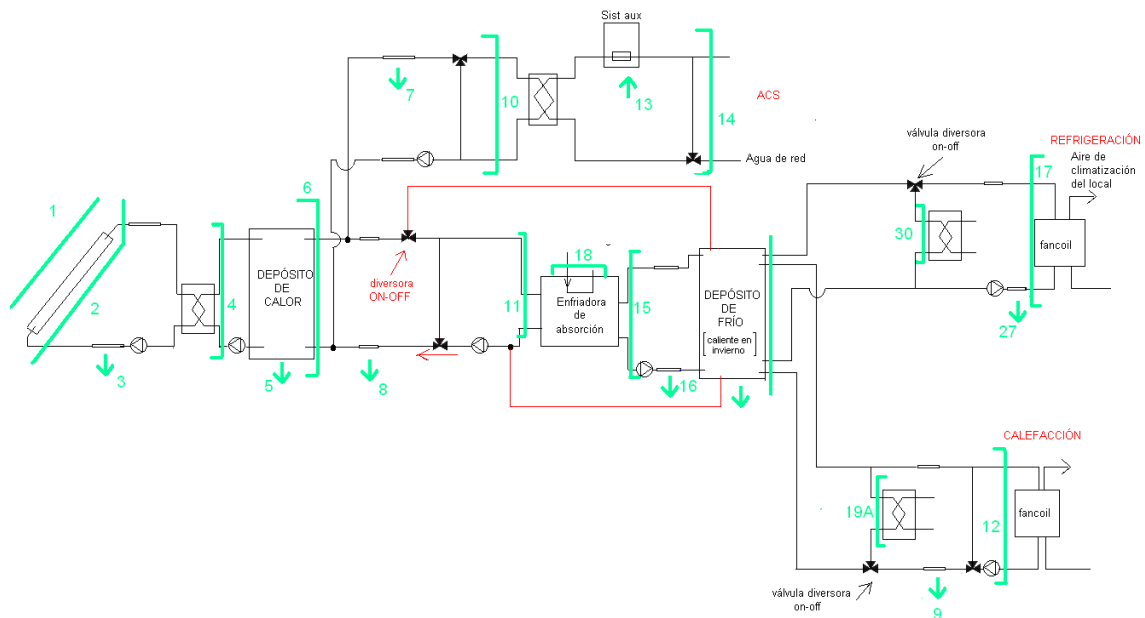


Figura A4-3. Balances de energía. Configuración 4

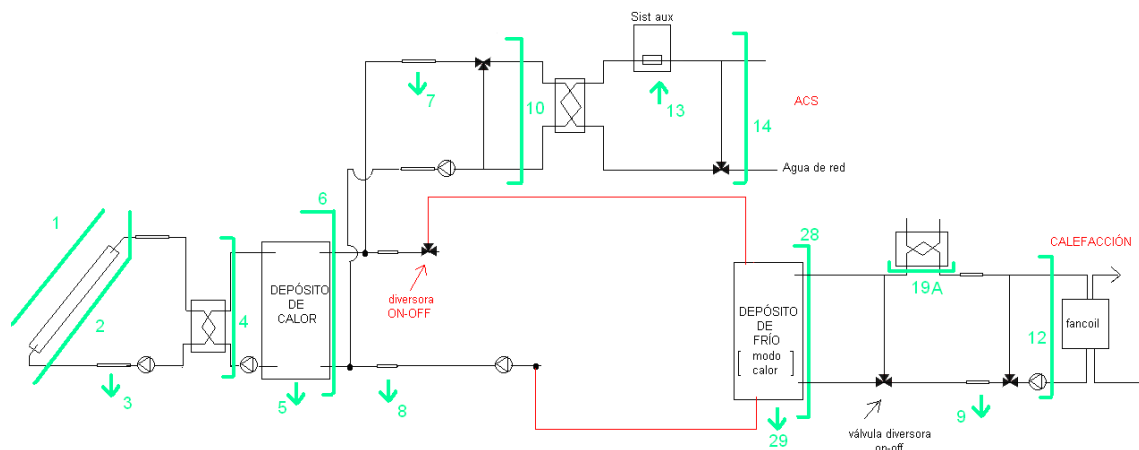


Figura A4-4. Balances de energía (invierno). Configuración 4

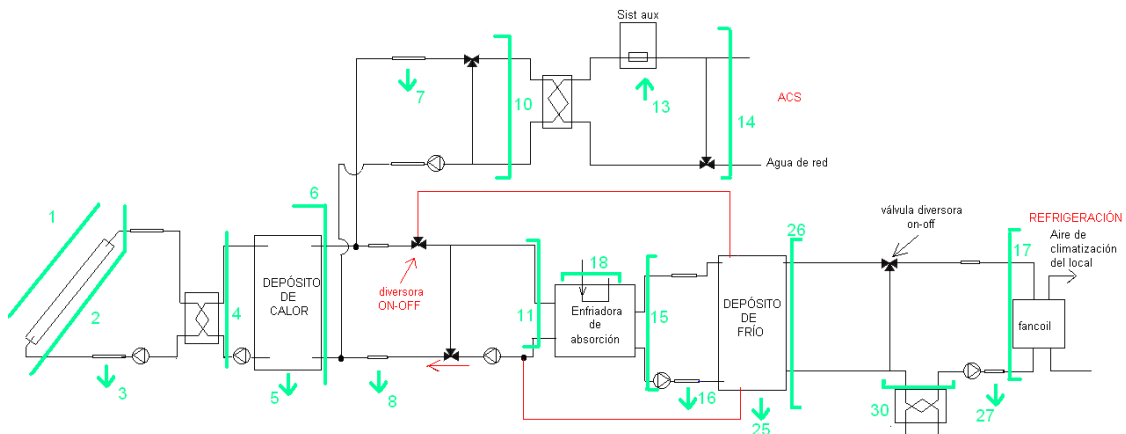


Figura A4-5. Balances de energía (verano). Configuración 4

A4.2. Caso base

A continuación se muestran figuras y tablas que presentan el comportamiento del caso base de la configuración 4.

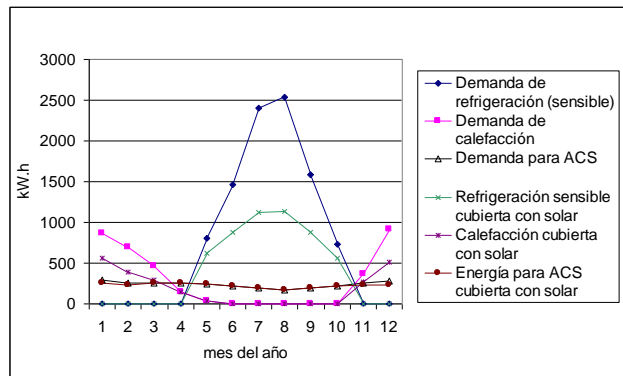


Figura A4-6. Demanda y cobertura mensual con energía solar. Caso base de la configuración 3. Málaga

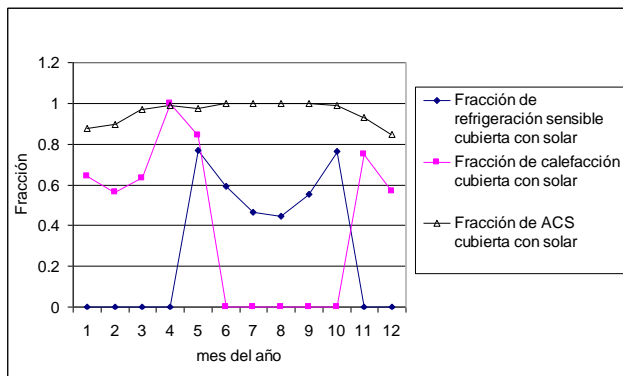


Figura A4-7. Fracción mensual de la demanda cubierta con energía solar. Caso base de la configuración 3. Málaga

Comparación energética:

Datos generales

Área de captación	30	m ²
Volumen de acumulación de calor	300	l
Volumen de acumulación de frío	900	l

Número de horas en las que funcionan:

Las bombas del circuito de captación (B1, B2)	2314	h
Las bombas B5, B6 en verano	800	h

La bomba B5 en invierno	398	h
La bomba del circuito de refrigeración B8	918	h
La bomba del circuito de calefacción B7	1137	h
La bomba del circuito de ACS B3	6843	h
Sistema auxiliar de calefacción	119	h
Sistema auxiliar de refrigeración	386	h
Energía térmica demandada		
Calefacción	3490	kWh
Refrigeración SENS	9529	kWh
ACS	2847	kWh
Demanda térmica cubierta^[*]		
Calefacción	3490	kWh
Refrigeración sensible	9525	kWh
Refrigeración total	10457	kWh
Energía térmica auxiliar		
Calefacción	1279	kWh
Refrigeración	4273	kWh
ACS	141	kWh
Radiación total sobre el captador	58523	kWh
Calor anual producido por el captador solar ^[*2]	16432	kWh
Producción anual de frío con energía solar (total) ^[*3]	6109	kWh
Producción anual de frío con energía solar (sensible) ^[*4]	5177	kWh
Producción anual de calefacción con energía solar ^[*5]	2211	kWh
Energía solar útil ^[*6]	13771	kWh
Eficiencia neta de la captación ^[*7]	28.08	%
Eficiencia neta del captador solar ^[*8]	33.58	%
COP de la enfriadora de absorción	0.72	-
Energía útil de captadores por área de captación ^[*9]	547.73	kWh/m2
Energía solar útil por área de captación	459.02	kWh/m2
Energía ahorrada para calefacción por área de captación	73.70	kWh/m2
Energía ahorrada para refrigeración (total) por área de captación	206.12	kWh/m2
Energía ahorrada para refrigeración (sens) por área de captación	187.75	kWh/m2
Energía ahorrada para ACS por área de captación	90.19	kWh/m2
Calefacción (%) cubierta con energía solar	63.36	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	54.33	%
ACS (%) cubierta con energía solar	95.04	%
Demanda cubierta con energía solar	63.62	%
Temperaturas medias de funcionamiento		
Del depósito	68.30	°C
De alimentación a la máquina de absorción	85.88	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	56.08	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	10.66	°C
De producción de la máquina de absorción	7.35	°C

[*] Energía de climatización que proporciona la configuración con energía solar y auxiliar,

[*2] Flujo [2],

[*3] Refrigeración total de origen solar. Se calcula sumando los valores del flujo [17] durante las horas en las que el depósito frío alimenta al fancoil,

[*4] Refrigeración sensible de origen solar. Se calcula sumando los valores del flujo [17] durante las horas en las que el depósito frío alimenta al fancoil, ponderado cada uno de estos valores por el factor de calor sensible que en cada momento tiene el fancoil en función de la temperatura de alimentación al mismo proveniente de la parte inferior del depósito frío,

[*5] Calefacción proporcionada con energía solar. Se calcula sumando los valores del flujo [12] durante las horas en las que el depósito frío (funcionando en modo invierno) alimenta al fancoil,

[*6] Suma de los flujos de calor [10], [11] y [28],

[*7] Relación entre los flujos [2] y [1],

[*8] Relación entre los flujos [2] y [1] cuando el circuito de captación está activo,

[*9] Flujo [2] en relación al área de captación

Balance energético anual

FLUJO	Energía [kW.h]	Reparto primario [%]
(1) Radiación sobre captadores	58522.57	100
(2) Energía cedida por los captadores al fluido primario	16431.80	28.08
(3) Pérdidas en las tuberías del primario	145.99	0.25
(4) Energía transferida en el intercambiador de calor	16238.56	27.75
(5) Pérdidas del acumulador solar	1020.91	1.74
(6) Energía extraída del acumulador solar	15128.09	25.85
(7) Pérdidas en la distribución de agua caliente	25.50	0.04
(8) Pérdidas en la distribución de agua caliente	34.03	0.06
(9) Pérdidas en la distribución de agua caliente	47.11	0.08
(10) Energía térmica de entrada al intercambiador de calor de ACS	2705.72	4.62
(11) Energía térmica de entrada a la máquina de absorción	8767.18	14.98
(12) Energía térmica de entrada al circuito de calefacción	3489.92	5.96
(13) Energía auxiliar térmica para A.C.S.	141.35	0.24
(14) Energía térmica total suministrada para A.C.S. (solar y auxiliar)	2847.07	4.86
(15) Energía evacuada en el evaporador de la máquina de absorción	6338.23	10.83
(16) Pérdidas en la distribución de agua fría	-2.25	0.00
(17) Energía térmica evacuada por el fancoil en modo frío	10456.97	17.87
(18) Energía térmica evacuada por la máquina de absorción en el condensador-absorbedor	15143.81	25.88
(19a) Energía térmica auxiliar para calefacción	1278.87	2.19
(30) Energía térmica auxiliar para refrigeración	4273.44	7.30
(20) Refrigeración (sensible) cubierta	9524.99	16.28
(21) Demanda sensible de refrigeración	9529.28	16.28
(22) Demanda de calefacción	3489.92	5.96
(23) Demanda térmica de A.C.S.	2847.07	4.86
Energía térmica acumulada en el depósito caliente	16.56	0.03
(25) Pérdidas de energía en el depósito frío	-161.02	-0.28
(26) Energía de entrada al depósito frío procedente del fancoil	6187.82	10.57
(27) Pérdidas 2 en la distribución de agua fría	-13.39	-0.02
Energía térmica acumulada en el depósito frío	12.53	0.02
(28) Energía de salida al depósito frío (funcionando en modo calor en invierno) en época de invierno	2297.82	3.93
(29) Pérdidas en el depósito frío (funcionando en modo calor en invierno) en época de invierno	1128.49	1.93
Energía térmica acumulada en el depósito usualmente frío (pero funcionando en modo calor: invierno)	75.77	0.13

Balance energético en invierno

FLUJO	Energía [kW.h]	Reparto primario [%]
(1) Radiación sobre captadores	24704.01	100
(2) Energía cedida por los captadores al fluido primario	5811.16	23.52
(3) Pérdidas en las tuberías del primario	73.51	0.30
(4) Energía transferida en el intercambiador de calor	5703.47	23.09
(5) Pérdidas del acumulador solar	557.82	2.26
(6) Energía extraída del acumulador solar	5077.22	20.55
(7) Pérdidas en la distribución de agua caliente	12.68	0.05
(8) Pérdidas en la distribución de agua caliente	17.02	0.07
(9) Pérdidas en la distribución de agua caliente	47.11	0.19
(10) Energía térmica de entrada al intercambiador de calor de ACS	1493.24	6.04
(11) Energía térmica de entrada a la máquina de absorción	0.00	0.00
(12) Energía térmica de entrada al circuito de calefacción	3489.92	14.13
(13) Energía auxiliar térmica para A.C.S.	138.63	0.56
(14) Energía térmica total suministrada para A.C.S. (solar y auxiliar)	1631.87	6.61
(15) Energía evacuada en el evaporador de la máquina de absorción	0.00	0.00
(16) Pérdidas en la distribución de agua fría	-0.01	0.00
(17) Energía térmica evacuada por el fancoil en modo frío	0.00	0.00
(18) Energía térmica evacuada por la máquina de absorción en el condensador-absorbedor	0.00	0.00
(19a) Energía térmica auxiliar para calefacción	1278.87	5.18
(30) Energía térmica auxiliar para refrigeración	0.00	0.00
(20) Refrigeración (sensible) cubierta	0.00	0.00
(21) Demanda sensible de refrigeración	0.00	0.00
(22) Demanda de calefacción	3489.92	14.13
(23) Demanda térmica de A.C.S.	1631.87	6.61
Energía térmica acumulada en el depósito caliente	22.07	0.09
(25) Pérdidas de energía en el depósito frío	-27.25	-0.11
(26) Energía de entrada al depósito frío procedente del fancoil	0.00	0.00
(27) Pérdidas 2 en la distribución de agua fría	-0.04	0.00
Energía térmica acumulada en el depósito frío	26.15	0.11
(28) Energía de salida al depósito frío (funcionando en modo calor en invierno) en época de invierno	2297.82	9.30
(29) Pérdidas en el depósito frío (funcionando en modo calor en invierno) en época de invierno	1040.05	4.21
Energía térmica acumulada en el depósito usualmente frío (pero funcionando en modo calor: invierno)	161.86	0.66

Balance energético en verano

FLUJO	Energía [kW.h]	Reparto primario [%]
(1) Radiación sobre captadores	33818.56	100
(2) Energía cedida por los captadores al fluido primario	10620.64	31.40
(3) Pérdidas en las tuberías del primario	72.48	0.21
(4) Energía transferida en el intercambiador de calor	10535.10	31.15
(5) Pérdidas del acumulador solar	463.09	1.37
(6) Energía extraída del acumulador solar	10050.87	29.72
(7) Pérdidas en la distribución de agua caliente	12.82	0.04
(8) Pérdidas en la distribución de agua caliente	17.02	0.05
(9) Pérdidas en la distribución de agua caliente	0.01	0.00
(10) Energía térmica de entrada al intercambiador de calor de ACS	1212.48	3.59
(11) Energía térmica de entrada a la máquina de absorción	8767.18	25.92
(12) Energía térmica de entrada al circuito de calefacción	0.00	0.00
(13) Energía auxiliar térmica para A.C.S.	2.71	0.01
(14) Energía térmica total suministrada para A.C.S. (solar y auxiliar)	1215.20	3.59
(15) Energía evacuada en el evaporador de la máquina de absorción	6338.23	18.74
(16) Pérdidas en la distribución de agua fría	-2.24	-0.01
(17) Energía térmica evacuada por el fancoil en modo frío	10456.97	30.92
(18) Energía térmica evacuada por la máquina de absorción en el condensador-absorbedor	15143.81	44.78
(19a) Energía térmica auxiliar para calefacción	0.00	0.00
(30) Energía térmica auxiliar para refrigeración	4273.44	12.64
(20) Refrigeración (sensible) cubierta	9524.99	28.16
(21) Demanda sensible de refrigeración	9529.28	28.18
(22) Demanda de calefacción	0.00	0.00
(23) Demanda térmica de A.C.S.	1215.20	3.59
Energía térmica acumulada en el depósito caliente	-5.52	-0.02
(25) Pérdidas de energía en el depósito frío	-133.77	-0.40
(26) Energía de entrada al depósito frío procedente del fancoil	6187.82	18.30
(27) Pérdidas 2 en la distribución de agua fría	-13.35	-0.04
Energía térmica acumulada en el depósito frío	-13.63	-0.04
(28) Energía de salida al depósito frío (funcionando en modo calor en invierno) en época de invierno	0.00	0.00
(29) Pérdidas en el depósito frío (funcionando en modo calor en invierno) en época de invierno	88.45	0.26
Energía térmica acumulada en el depósito usualmente frío (pero funcionando en modo calor: invierno)	-88.42	-0.26
(31) Energía solar total usada en REF	6183.53	18.28
(32) Energía solar (sens) usada en REF	5251.55	15.53

Las dos figuras siguientes permiten analizar el comportamiento del sistema para un día concreto de verano a partir de los flujos energéticos más significativos y la activación de algunas de las bombas. En la Figura A4-9 se observa el perfil de funcionamiento del sistema auxiliar, concretamente la fracción de tiempo que permanece activo en cada periodo de simulación para adaptarse a la demanda. Esto difiere con la anterior configuración 3 y explica el diferente número de horas anuales calculado de funcionamiento de las bombas B7 y B8 que alimentan respectivamente el fancoil en modo calefacción y refrigeración, que no coincide aquí con el número de horas en que hay demanda.

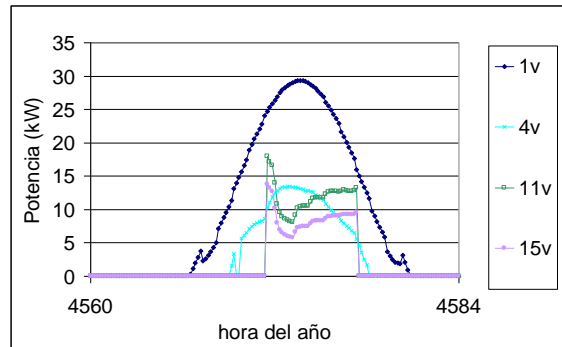


Figura A4-8. Flujos de energía en un día de verano para el caso base de la configuración 4. Radiación incidente en captadores (1v), energía solar captada (4v), flujo de entrada al generador de la máquina de absorción (11v) y evacuada del depósito frío en el evaporador de la máquina de absorción (15v). Málaga

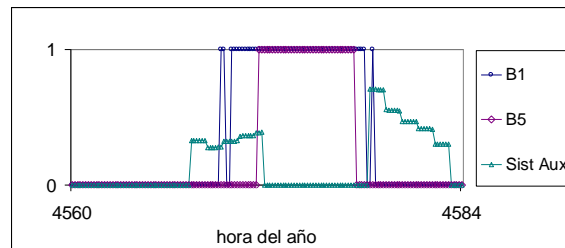


Figura A4-9. Activación del circuito solar, máquina de absorción y sistema auxiliar para un día concreto de verano. Caso base. Conf 4. Málaga.

A4.3. Influencia de la ciudad

La cobertura total de la demanda es de un 63,62% en Málaga seguido de un 45,45% en Madrid y de un 33,57% en San Sebastián como se puede ver en la siguiente tabla y figuras.

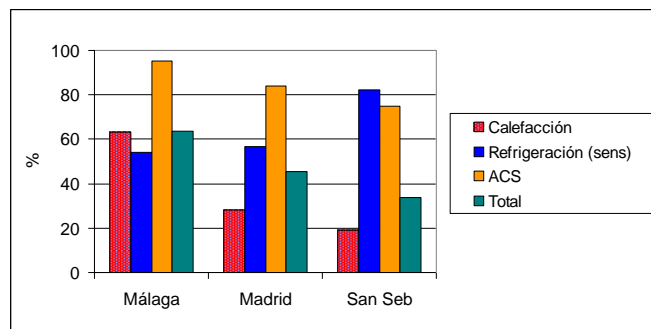


Figura A4-10. Climatización y ACS (%) cubierta con energía solar para cada ciudad. Conf4

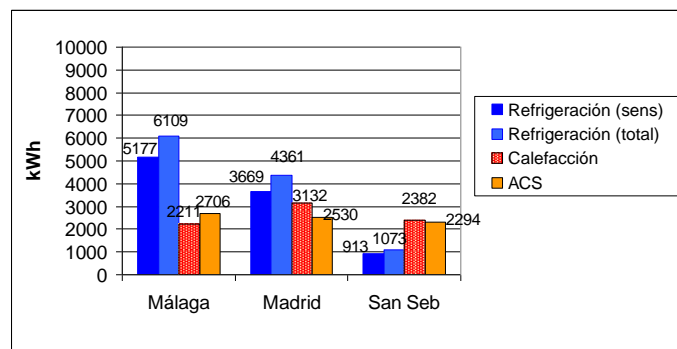


Figura A4-11. Climatización y ACS cubierta con energía solar para cada ciudad. Conf4

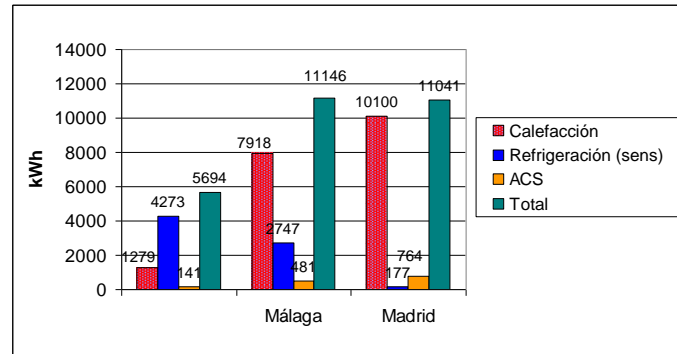


Figura A4-12. Energía auxiliar térmica para cada ciudad. Conf4

Comparación energética:

Datos generales

Ciudad	Málaga	Madrid	San Seb	
Energía térmica auxiliar				
Calefacción	1279	7918	10100	kWh
Refrigeración	4273	2747	177	kWh
ACS	141	481	764	kWh
Energía solar útil				
Eficiencia neta de la captación	13771	11930	6345	kWh
Eficiencia neta del captador solar	28.08	27.75	22.12	%
COP de la enfriadora de absorción	33.58	33.86	30.57	%
	0.72	0.73	0.73	-
Calefacción (%) cubierta con energía solar	63.36	28.34	19.08	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	54.33	56.70	82.32	%
ACS (%) cubierta con energía solar	95.04	84.04	75.02	%
Demanda cubierta con energía solar	63.62	45.45	33.57	%
Temperaturas medias de funcionamiento				
Del depósito	68.30	59.90	51.89	°C
De alimentación a la máquina de absorción	85.88	86.82	84.02	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	56.08	47.45	44.51	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	10.66	10.50	9.08	°C

A4.4. Influencia del área de captación

Se produce un aumento de cobertura de la demanda desde un 52.28% hasta un 81.58% al aumentar el área de captación de 20m² a 60m².

Al igual que en las configuración 2 y 3 (es decir, todas aquellas que disponen de depósito acumulador de frío), áreas pequeñas podrían implicar un aumento de arranques y paradas de la máquina de absorción. No se consideran adecuadas áreas de captación inferiores a 30m².

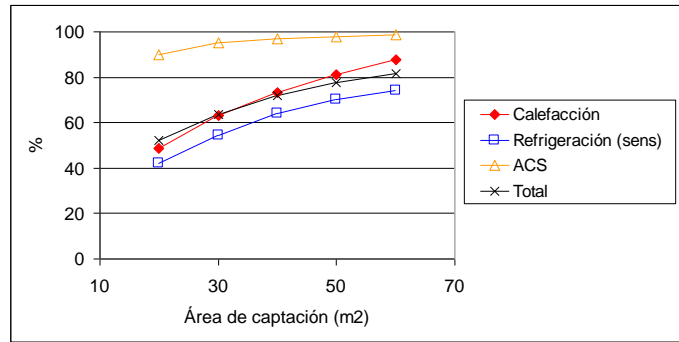


Figura A4-13. Influencia del área de captación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf4

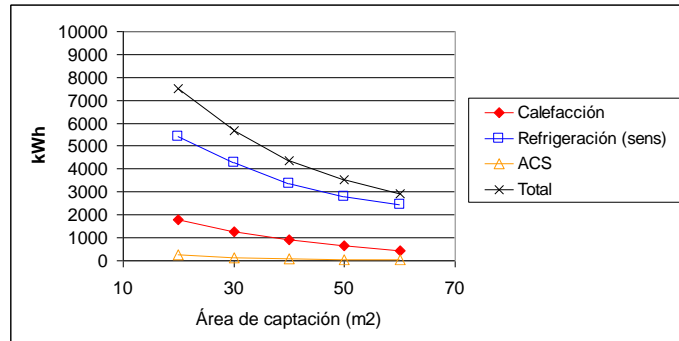


Figura A4-14. Influencia del área de captación en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Conf4

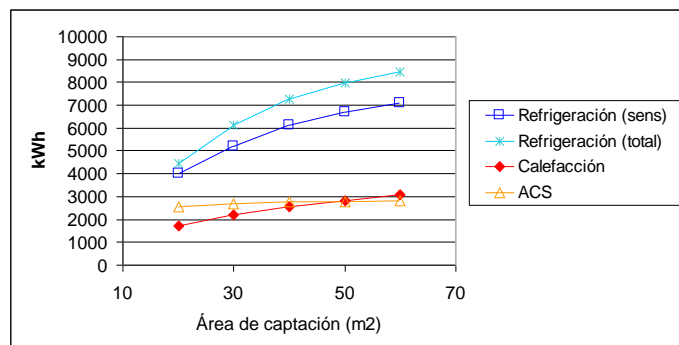


Figura A4-15. Influencia del área de captación en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf4

Comparación energética:

Datos generales

Área de captación	20	30	40	50	60	m2
Volumen de acumulación de calor	200	300	400	500	600	l
Volumen de acumulación de frío	600	900	1200	1500	1800	l

Energía térmica auxiliar

Calefacción	1783	1279	934	660	427	kWh
Refrigeración	5424	4273	3365	2805	2436	kWh
ACS	282	141	85	57	42	kWh

Energía solar útil	10485	13771	15969	17358	18347	kWh
Eficiencia neta de la captación	32.09	28.08	24.77	22.02	19.77	%
Eficiencia neta del captador solar	36.35	33.58	31.08	29.44	28.38	%
COP de la enfriadora de absorción	0.75	0.72	0.71	0.71	0.71	-

Calefacción (%) cubierta con energía solar	48.90	63.36	73.22	81.08	87.78	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	42.22	54.33	64.13	70.22	74.24	%
ACS (%) cubierta con energía solar	90.10	95.04	97.03	98.01	98.53	%
Demanda cubierta con energía solar	52.28	63.62	72.04	77.60	81.58	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	61.04	68.30	72.60	76.26	78.78	°C
De alimentación a la máquina de absorción	78.73	85.88	88.98	90.16	90.59	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	51.14	56.08	60.03	63.23	65.66	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	11.82	10.66	10.13	9.81	9.58	°C
De producción de la máquina de absorción	8.21	8.37	7.21	7.16	7.14	°C

Para el caso de Madrid, las gráficas se presentan a continuación.

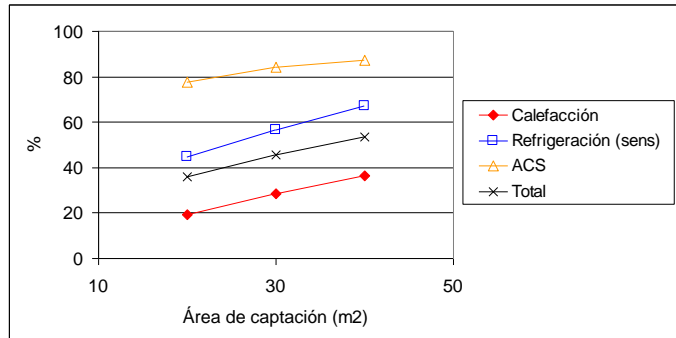


Figura A4-16. Influencia del área de captación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Madrid. Conf4

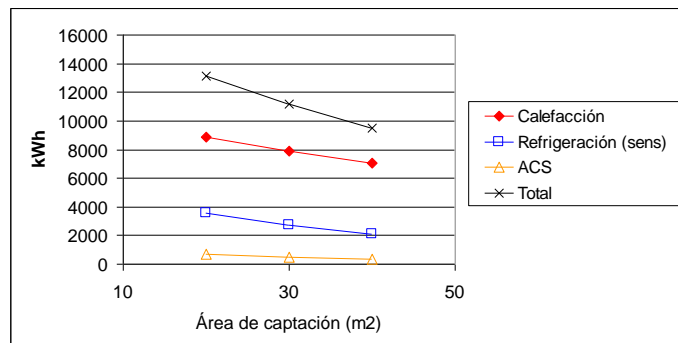


Figura A4-17. Influencia del área de captación en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Madrid. Conf4

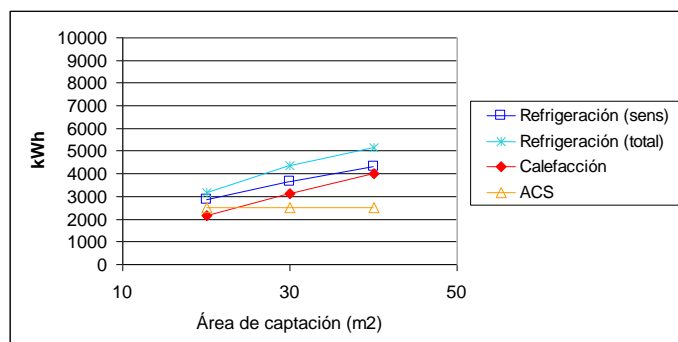


Figura A4-18. Influencia del área de captación en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Madrid. Conf4

A4.5. Influencia del volumen de acumulación

Al igual que sucedía en la configuración 3, este factor tiene aquí menor influencia en la cobertura de la demanda de refrigeración (sensible) respecto a la que se tiene en la

configuración 2 (todas ellas con depósito frío). Pero la tendencia es común a todas las configuraciones con depósito frío, siendo diferente a las que no lo tienen.

Esta menor influencia tiene la misma causa que fue analizada en la configuración 3. Es consecuencia del menor aumento de temperatura media de alimentación al fancoil respecto a la configuración 2, lo cual hace que se mantenga más constante la relación entre la refrigeración sensible y total combatida.

Comparación energética:

Datos generales

Volumen total de acumulación por área de captación	20	30	40	50	60	80	l/m ²
Área de captación	30	30	30	30	30	30	m ²
Volumen de acumulación de calor	300	300	300	300	300	300	l
Volumen de acumulación de frío	300	600	900	1200	1500	2100	l

Energía térmica auxiliar

Calefacción	1703	1419	1279	1168	1087	931	kWh
Refrigeración	4640	4442	4273	4120	4012	3815	kWh
ACS	162	145	141	147	152	172	kWh
Energía solar útil	12856	13388	13771	14065	14262	14600	kWh
Eficiencia neta de la captación	25.74	27.08	28.08	28.88	29.48	30.51	%
Eficiencia neta del captador solar	32.14	33.03	33.58	33.94	34.40	35.20	%
COP de la enfriadora de absorción	0.71	0.72	0.72	0.73	0.73	0.73	-
Calefacción (%) cubierta con energía solar	51.21	59.35	63.36	66.53	68.86	73.32	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	50.36	52.52	54.33	55.99	57.16	59.31	%
ACS (%) cubierta con energía solar	94.30	94.92	95.04	94.85	94.66	93.96	%
Demanda cubierta con energía solar	58.43	61.63	63.62	65.28	66.46	68.61	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	70.82	69.50	68.30	67.10	66.31	65.01	°C
De alimentación a la máquina de absorción	86.95	86.53	85.88	85.08	84.34	83.30	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	53.19	55.37	56.08	56.52	56.55	56.25	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	10.71	10.67	10.66	10.70	10.74	10.83	°C

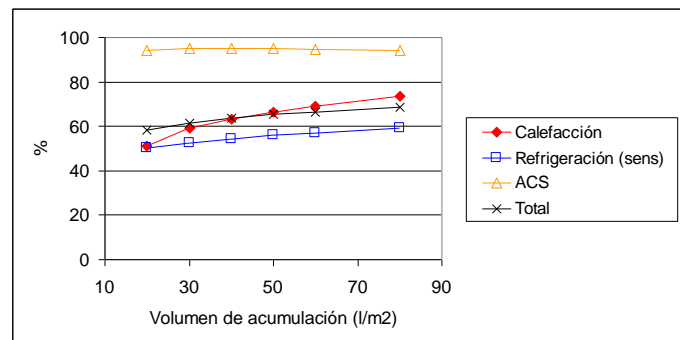


Figura A4-19. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga.
Conf4. (Ac = 30m², Vc = 10l/m²)

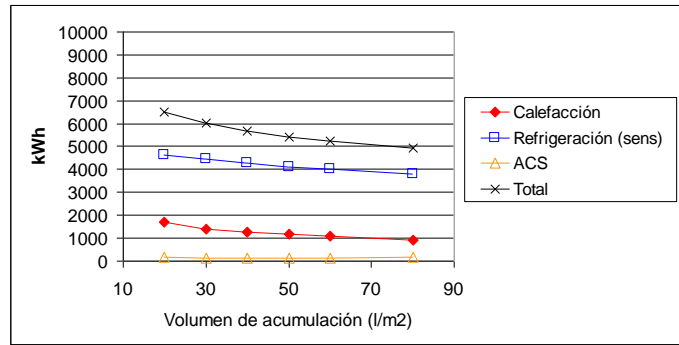


Figura A4-20. Influencia del volumen de acumulación en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Conf4.
($A_c = 30\text{m}^2$, $V_c = 10\text{l/m}^2$)

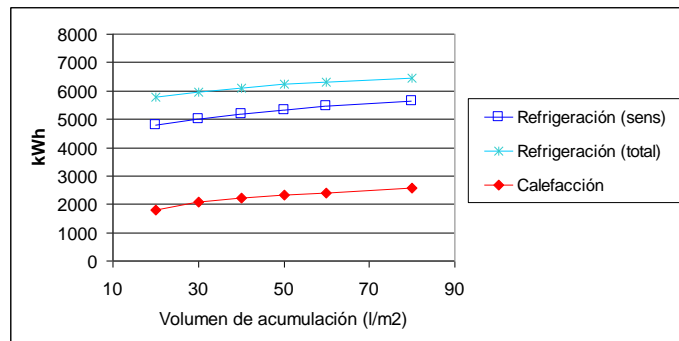


Figura A4-21. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga.
Conf4. ($A_c = 30\text{m}^2$, $V_c = 10\text{l/m}^2$)

La cobertura de la demanda en función del volumen de acumulación “ V_t ” para diferentes valores de área de captación “ A_c ” es también analizada. En el caso base, el volumen de acumulación de calor “ V_c ” es de valor 10l/m^2 .

Al igual que en la configuración 3, aumentar V_c a igualdad de V_t supone un descenso de cobertura de refrigeración (para áreas de captación iguales o inferiores a 30m^2) debido al aumento de pérdidas por acumulación, de proporción similar a la estudiada en la configuración 3 y por tanto menor que la de la configuración 2. Este descenso de cobertura es algo más importante si es mayor el volumen de acumulación total. En cambio, para un área de 40m^2 es más adecuado un volumen de acumulación de calor mayor, ya que aunque supone más pérdidas térmicas al ambiente, permite evitar un detrimento importante en la eficiencia de la captación como consecuencia de las altas temperaturas que pueden alcanzarse en el depósito caliente si es especialmente pequeño. Estas conclusiones aparecen graficadas en las siguientes figuras.

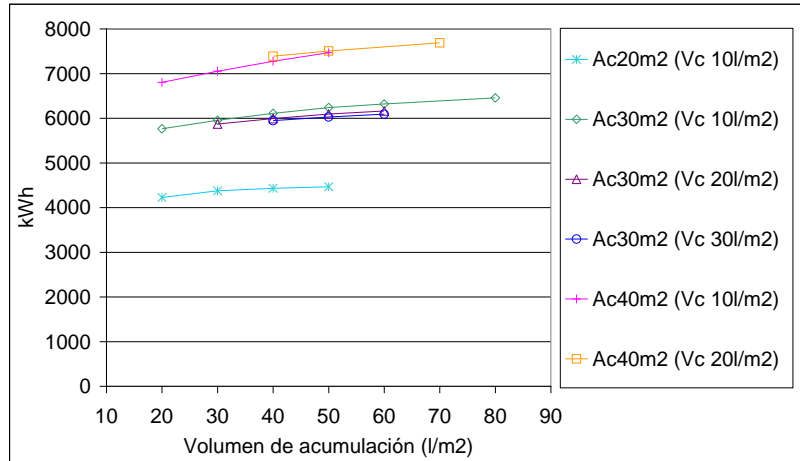


Figura A4-22. Refrigeración total de origen solar en función del volumen de acumulación total para varios valores de área de captación "Ac", y volumen de acumulación de calor "Vc". Conf4. Málaga

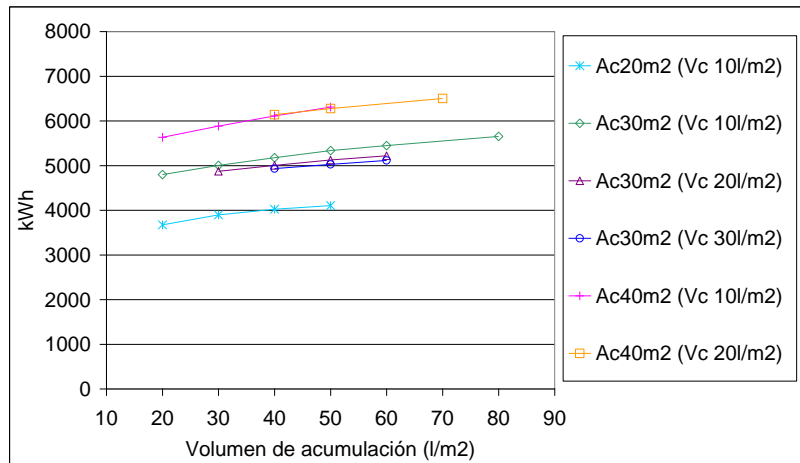


Figura A4-23. Refrigeración sensible de origen solar en función del volumen de acumulación total para varios valores de área de captación "Ac", y volumen de acumulación de calor "Vc". Conf4. Málaga

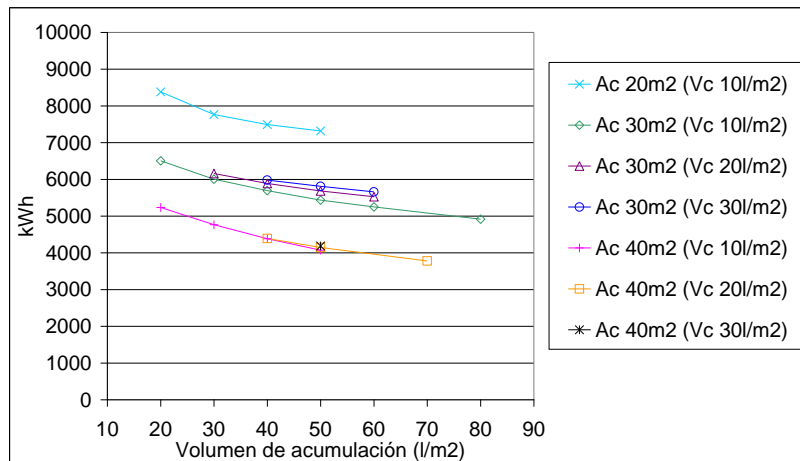


Figura A4-24. Energía auxiliar térmica total en función del volumen de acumulación total para varios valores de área de captación "Ac", y volumen de acumulación de calor "Vc". Conf4. Málaga

En el caso de Madrid, los resultados se presentan a continuación.

Comparación energética:

Datos generales

Volumen total de acumulación por área de captación	20	30	40	50	60	80	l/m ²
Área de captación	30	30	30	30	30	30	m ²
Volumen de acumulación de calor	300	300	300	300	300	300	l
Volumen de acumulación de frío	300	600	900	1200	1500	2100	l

Número de horas en las que funcionan:

Las bombas del circuito de captación (B1, B2)	2004	2060	2098	2126	2153	2191	h
Las bombas B5, B6 en verano	558	560	553	541	531	515	h
La bomba B5 en invierno	597	535	521	551	572	597	h
La bomba del circuito de refrigeración B8	589	613	631	645	657	679	h
La bomba del circuito de calefacción B7	1154	1291	1377	1438	1482	1529	h
La bomba del circuito de ACS B3	6562	6561	6558	6545	6540	6534	h
Sistema auxiliar de calefacción	901	859	832	813	799	781	h
Sistema auxiliar de refrigeración	271	258	249	241	234	221	h

Energía térmica auxiliar

Calefacción	8600	8187	7918	7728	7590	7413	kWh
Refrigeración	2992	2849	2747	2660	2586	2446	kWh
ACS	486	479	481	491	500	520	kWh

Radiación total sobre el captador	51710	51710	51710	51710	51710	51710	kWh
Calor anual producido por el captador solar	12915	13753	14348	14803	15182	15759	kWh
Producción anual de frío con energía solar (total)	4122	4270	4361	4427	4483	4576	kWh
Producción anual de frío con energía solar (sens)	3416	3563	3669	3759	3837	3980	kWh
Producción anual de calefacción con energía solar	2449	2863	3132	3322	3460	3636	kWh
Producción anual de ACS con energía solar	2525	2532	2530	2520	2511	2491	kWh

Energía solar útil	10918	11519	11930	12225	12451	12761	kWh
Eficiencia neta de la captación	24.98	26.60	27.75	28.63	29.36	30.48	%
Eficiencia neta del captador solar	32.17	33.12	33.86	34.45	34.85	35.67	%
COP de la enfriadora de absorción	0.72	0.72	0.73	0.73	0.73	0.73	-

Calefacción (%) cubierta con energía solar	22.17	25.91	28.34	30.06	31.31	32.91	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	52.79	55.07	56.70	58.10	59.30	61.50	%
ACS (%) cubierta con energía solar	83.87	84.11	84.04	83.70	83.40	82.74	%
Demanda cubierta con energía solar	40.87	43.63	45.45	46.76	47.77	49.23	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	62.40	61.16	59.90	58.73	57.90	56.63	°C
De alimentación a la máquina de absorción	87.72	87.47	86.82	86.24	85.43	84.13	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	46.84	47.40	47.45	47.49	47.48	47.33	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	10.55	10.49	10.50	10.54	10.58	10.68	°C
De alimentación al fancoil en modo frío durante las horas en que la máquina de absorción permanece activa	7.87	8.00	8.14	8.29	8.44	8.72	°C

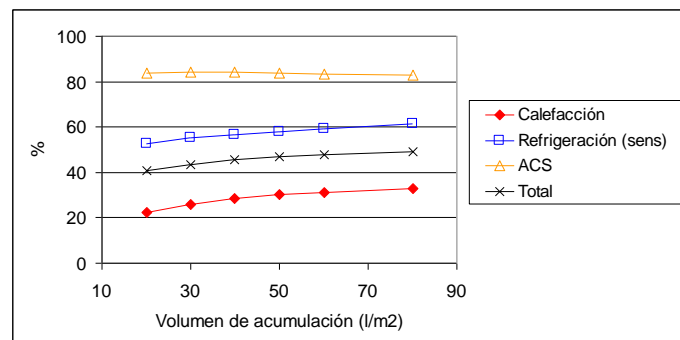


Figura A4-25. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Madrid.

Conf4. (Ac = 30m², Vc = 10l/m²)

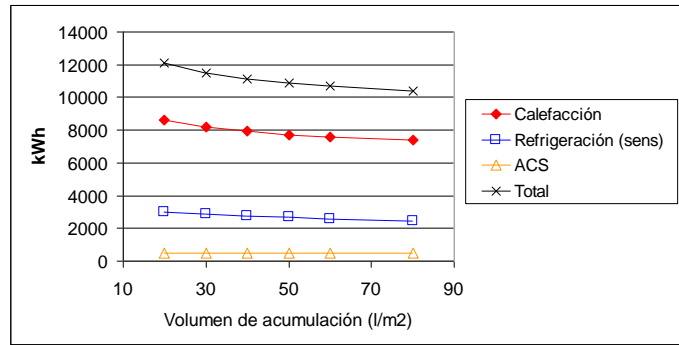


Figura A4-26. Influencia del volumen de acumulación en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Madrid. Conf4.
(Ac = 30m², Vc = 10l/m²)

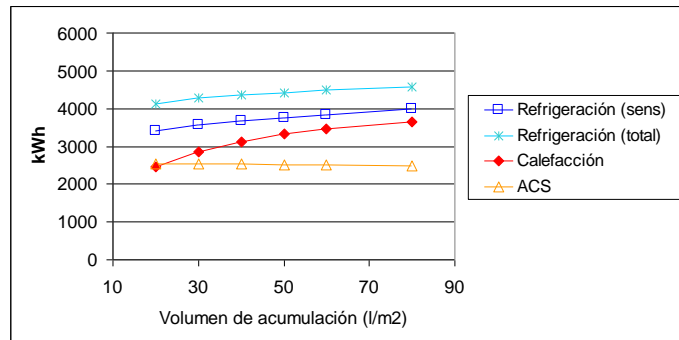


Figura A4-27. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Madrid.
Conf4. (Ac = 30m², Vc = 10l/m²)

Si se analiza la influencia de este factor para diferentes valores de acumulación de calor “Vc” para un área de captación “Ac” de 30m² sigue siendo más adecuado un volumen de acumulación de agua caliente de 10l/m² en lugar de 20l/m² (Figura A4-28). Sigue el mismo razonamiento que se dedujo para el caso de Málaga.

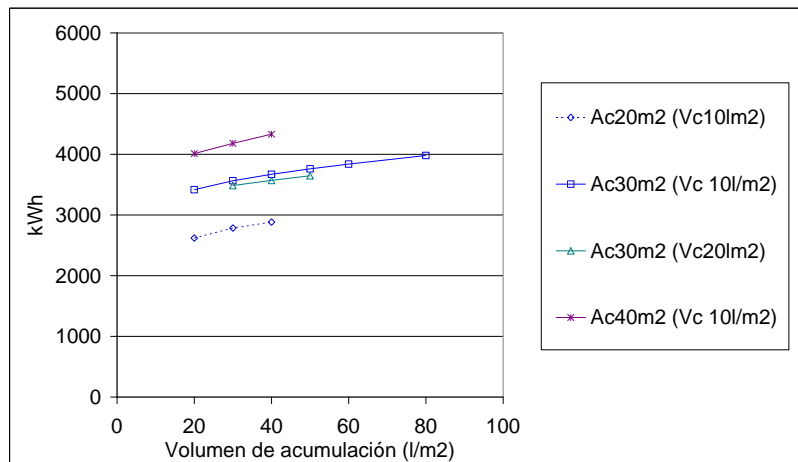


Figura A4-28. Refrigeración sensible solar en función del volumen de acumulación total para varios valores de área de captación “Ac”, y volumen de acumulación de calor “Vc”. Conf4. Madrid

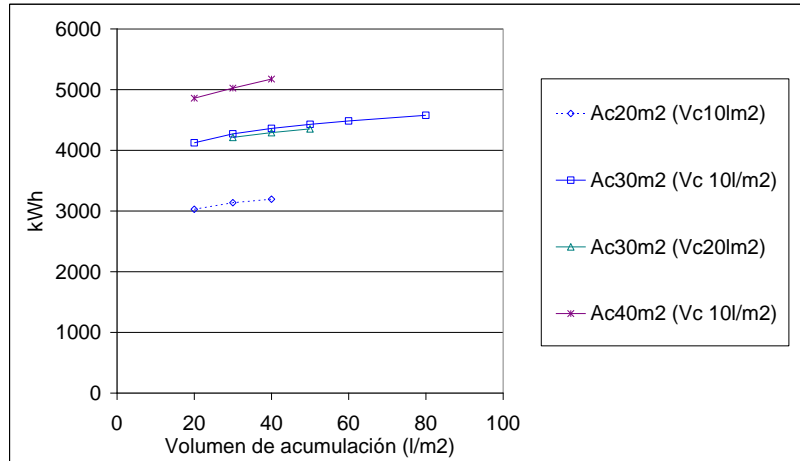


Figura A4-29. Refrigeración total solar en función del volumen de acumulación total para varios valores de área de captación "Ac", y volumen de acumulación de calor "Vc". Conf4. Madrid

A4.6. Influencia de la inclinación de captadores

De nuevo se obtiene un máximo de cobertura con energía solar de la demanda total para una inclinación de 30°C en Málaga, como se deduce de las siguientes figuras.

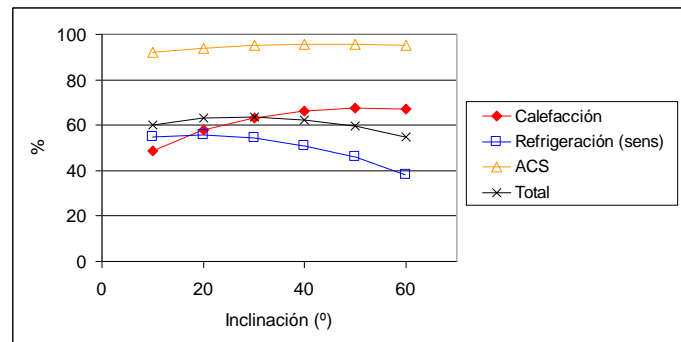


Figura A4-30. Influencia de la inclinación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf4

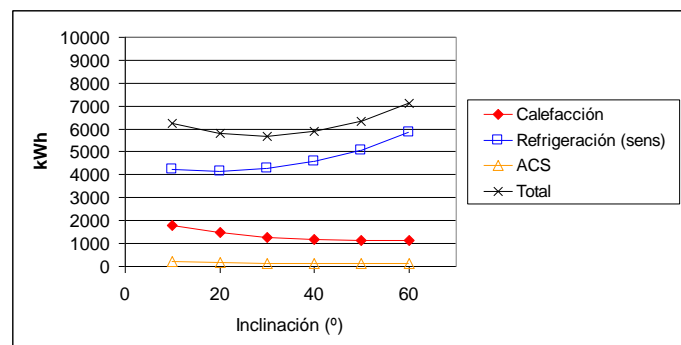


Figura A4-31. Influencia de la inclinación en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Conf4

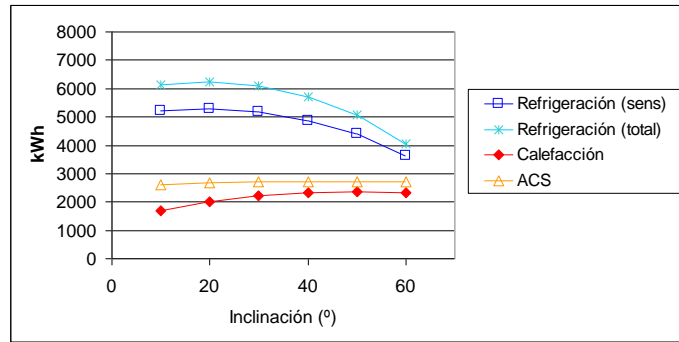


Figura A4-32. Influencia de la inclinación en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf4

A4.7. Influencia del tipo de captador

Mejorar el captador de tipo 1 a tipo 0 (apartado **Error! Reference source not found.**) permite aumentar la cobertura de refrigeración sensible con energía solar desde un 54.33% hasta un 65.94%. También aumenta la cobertura de calefacción y ACS. En definitiva, el aumento global de cobertura de la demanda con energía solar va desde un 63.62% hasta un 73.53%. Y pasar a utilizar el peor de los captadores simulados (tipo4) supone disminuir la cobertura de refrigeración sensible con a un 42.16% y la global a un 53.45%.

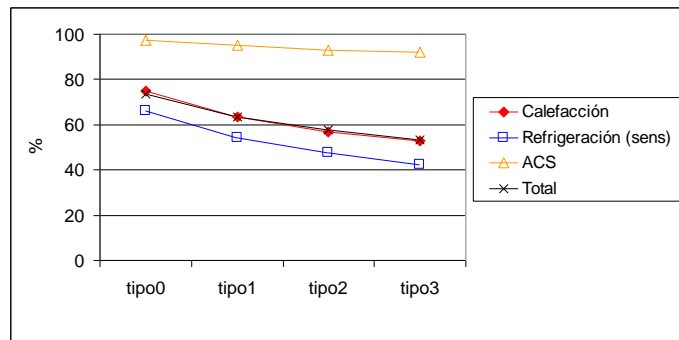


Figura A4-33. Influencia del tipo de captador en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf4

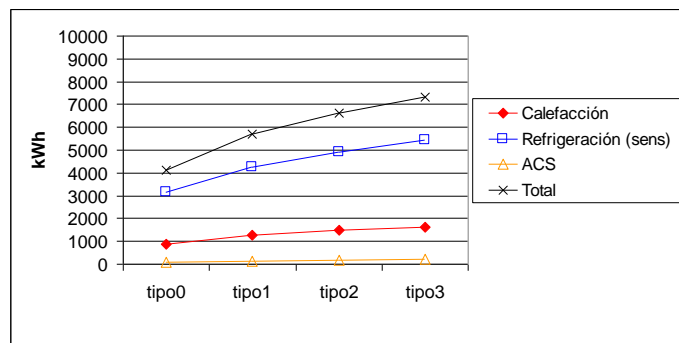


Figura A4-34. Influencia del tipo de captador en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Conf4

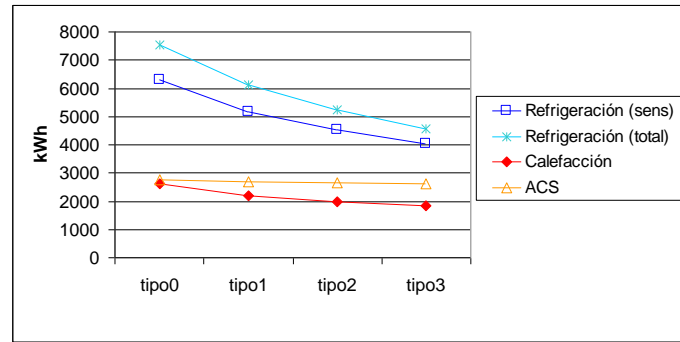


Figura A4-35. Influencia del tipo de captador en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf4

Comparación energética:

Datos generales

Tipo de captador	tipo0	tipo1	tipo2	tipo3	
Energía térmica auxiliar					
Calefacción	876	1279	1509	1645	kWh
Refrigeración	3179	4273	4932	5436	kWh
ACS	78	141	197	230	kWh
Energía solar útil					
Eficiencia neta de la captación	16378	13771	12166	10966	kWh
Eficiencia neta del captador solar	33.37	28.08	24.86	22.49	%
COP de la enfriadora de absorción	40.38	33.58	30.80	29.02	%
	0.71	0.72	0.73	0.74	-
Calefacción (%) cubierta con energía solar	74.91	63.36	56.75	52.87	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	65.94	54.33	47.41	42.16	%
ACS (%) cubierta con energía solar	97.25	95.04	93.07	91.91	%
Demanda cubierta con energía solar	73.53	63.62	57.66	53.45	%
Temperaturas medias de funcionamiento					
Del depósito	75.42	68.30	63.73	60.87	°C
De alimentación a la máquina de absorción	88.96	85.88	82.58	80.42	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	62.49	56.08	52.64	50.51	°C

A4.8. Influencia del comportamiento de la máquina de absorción

De nuevo vuelven a analizarse los casos planteados con anterioridad (véase apartado **Error! Reference source not found.**). La influencia es muy similar a la que tiene lugar en la configuración 3. Sucede que tanto el caso 2 como el 3 suponen una ligera disminución de cobertura de refrigeración y aumentan ligeramente el número de arranques y paradas de la máquina de absorción.

El caso 4 además de la caída brusca de cobertura supone un aumento de arranques y paradas de la máquina de absorción. Este aumento es similar al que tiene lugar en la configuración 3 y por tanto es significativamente menor al que tenía lugar en la configuración 2. Esto es debido igualmente al menor ritmo de evacuación de calor del depósito caliente hacia el generador de la máquina de absorción cuando esta se activa, gracias a que el depósito frío permanece a una temperatura significativamente menor a la que se tenía en la configuración 2, en la que se

alimentaba al fancoil con agua del depósito frío hasta que superaba los 20°C, y en la configuración 4 esta temperatura se limita a los 13°C.

Como aclaración se presentan a continuación varias gráficas con el diferente esquema de arranques y paradas en la máquina de absorción para un día concreto de verano representado a partir de algunos de los flujos más significativos de energía.

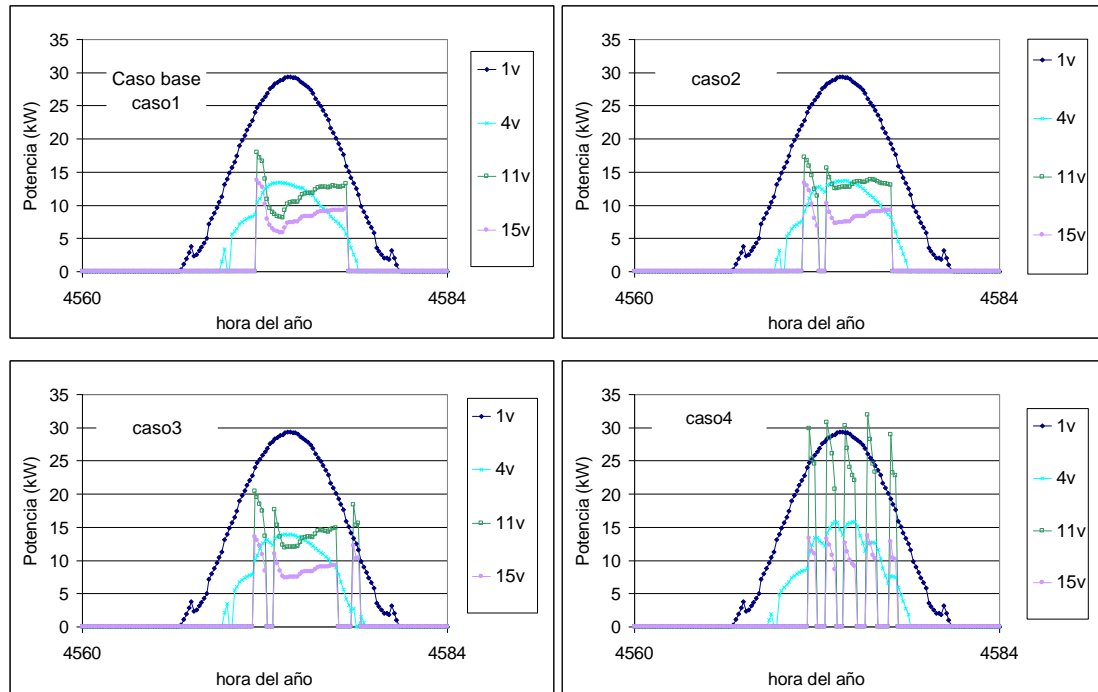


Figura A4-36. Flujos de energía en un día de verano para los diferentes casos de comportamiento de la máquina de absorción. Radiación incidente en captadores (1v), energía solar captada (4v), flujo de entrada al generador de la máquina de absorción (11v) y evacuada del depósito frío en el evaporador de la absorción (15v). Conf4. Málaga

Comparación energética:

Datos generales

Comportamiento de la máquina de absorción	caso1	caso2	caso3	caso4	caso5	
Energía térmica auxiliar						
Calefacción	1279	1279	1279	1279	1279	kWh
Refrigeración	4273	4497	4562	5419	4384	kWh
ACS	141	141	142	152	141	kWh
Energía solar útil						
Eficiencia neta de la captación	13771	14301	14305	15525	13710	kWh
Eficiencia neta de la captación	28.08	28.98	28.91	30.45	28.04	%
Eficiencia neta del captador solar	33.58	34.38	34.29	35.70	33.53	%
COP de la enfriadora de absorción	0.72	0.64	0.63	0.43	0.71	-
Cobertura de demanda con energía solar						
Calefacción (%) cubierta con energía solar	63.36	63.36	63.36	63.36	63.36	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	54.33	51.93	51.28	42.27	53.13	%
ACS (%) cubierta con energía solar	95.04	95.05	95.02	94.68	95.04	%
Demanda cubierta con energía solar	63.62	62.18	61.78	56.31	62.90	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	68.30	67.80	67.71	66.31	68.71	°C
De alimentación a la máquina de absorción	85.88	82.80	83.50	78.18	85.62	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	56.08	56.08	56.08	56.07	56.08	°C

A4.9. Influencia de la consigna de la máquina de absorción

En las simulaciones de la configuración 3 (configuración con depósito frío y con sistema auxiliar de frío directamente conectado a dicho depósito) cuando la temperatura de activación del sistema auxiliar y la de consigna del sistema de absorción se aproximaban, se producía una caída brusca de la cobertura de refrigeración. Esta interacción no se produce en la configuración 4, de manera que puede aproximarse el valor de ambas consignas. El único límite para ambas es el valor de temperatura a la cual la unidad terminal (fancoil) es capaz de satisfacer la demanda pico. Una mínima diferencia sí es deseable porque los sensores de medida en una instalación real tienen tolerancias y no son exactos, de manera que si la consigna de la máquina de absorción es de 13°C y la parte inferior del depósito frío está a esta temperatura pero el sensor capta una temperatura ligeramente superior, pondrá en marcha el sistema auxiliar sin que sea necesario.

Aumentar la consigna de la máquina de absorción permite que trabaje con mejor rendimiento y reduce la refrigeración latente proporcionada. Pero también hay que tener en cuenta, como ya se analizó en anteriores configuraciones, que un aumento de la temperatura de consigna supone también una disminución del flujo de salida desde el depósito caliente hacia la máquina de absorción por lo que la temperatura media del depósito aumenta suponiendo un descenso en la eficiencia de la captación. Esto hace que la cobertura de refrigeración total no aumente monótonamente con la temperatura de consigna de la máquina, sino que se produzca un máximo para una temperatura de 8°C, produciéndose el máximo de refrigeración sensible en 10°C.

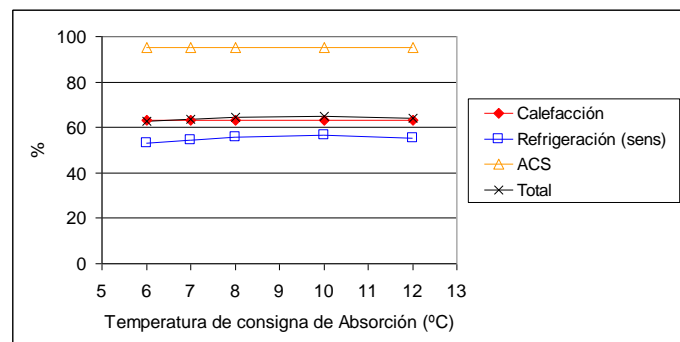


Figura A4-37. Influencia de la temperatura de consigna de la máquina de absorción en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf4

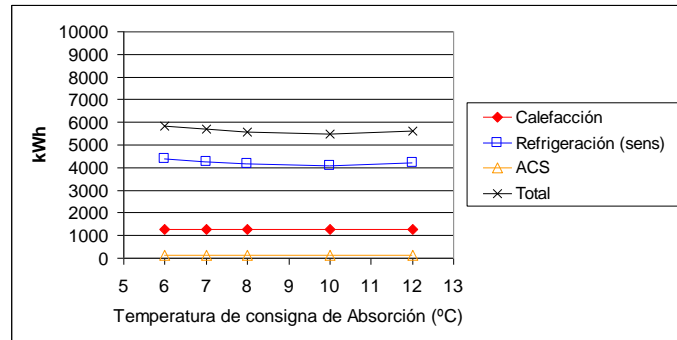


Figura A4-38. Influencia de la temperatura de consigna de la máquina de absorción en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Conf4

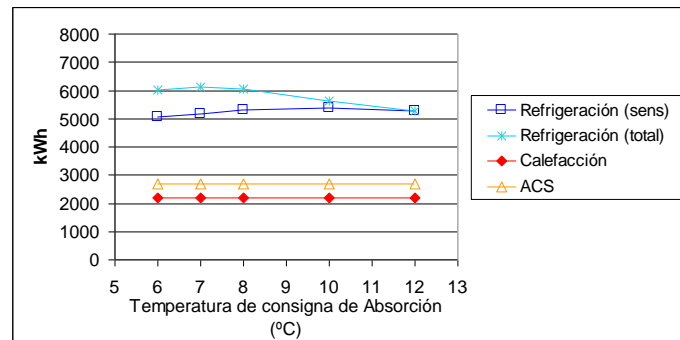


Figura A4-39. Influencia de la temperatura de consigna de la máquina de absorción en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf4

Comparación energética:

Datos generales

Temperatura de consigna de Absorción	6	7	8	10	12	°C
Energía térmica auxiliar						
Calefacción	1279	1279	1279	1279	1279	kWh
Refrigeración	4396	4273	4149	4072	4192	kWh
ACS	141	141	141	141	141	kWh
Energía solar útil						
Eficiencia neta de la captación	14464	13771	13422	12864	12375	kWh
Eficiencia neta del captador solar	29.18	28.08	27.49	26.57	25.81	%
COP de la enfriadora de absorción	34.50	33.58	32.98	32.11	31.46	%
	0.66	0.72	0.74	0.74	0.74	-
Cobertura con energía solar						
Calefacción (%) cubierta con energía solar	63.36	63.36	63.36	63.37	63.37	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	53.03	54.33	55.65	56.47	55.19	%
ACS (%) cubierta con energía solar	95.05	95.04	95.05	95.05	95.06	%
Demanda cubierta con energía solar	62.84	63.62	64.42	64.91	64.14	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	67.45	68.30	68.45	68.59	68.94	°C
De alimentación a la máquina de absorción	82.15	85.88	87.11	88.31	88.82	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	56.08	56.08	56.08	56.08	56.08	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	10.66	10.66	10.94	11.70	12.61	°C

A4.10. Influencia de la consigna de activación del sistema auxiliar

Se analiza de manera diferenciada la consigna en modo refrigeración y calefacción. En los casos estudiados se decide un valor de consigna de manera que cuando la parte inferior (superior) del depósito que alimenta el fancoil supere (no supere) dicha temperatura en momentos con demanda de refrigeración (calefacción), el sistema auxiliar se ponga en marcha produciendo agua a este mismo valor de temperatura de consigna.

A4.10.1. Refrigeración

La cobertura de refrigeración sensible a partir de energía solar desciende hasta un 48.26% en lugar de un 54.33% si la temperatura de consigna de refrigeración se sitúa en 8°C en lugar de 13°C. El efecto es más apreciable en la energía auxiliar requerida cuando la temperatura desciende por debajo de 10°C, ya que en estos casos el sistema auxiliar comienza a invertir parte de su capacidad de refrigeración en secar el local (proporciona refrigeración latente), al contrario de lo que sucede cuando la temperatura de consigna es de 13 °C. Este mismo efecto se producirá si aunque fijando la temperatura de consigna del sistema auxiliar a 13°C, el sistema ante el funcionamiento de continuos arranques y paradas proporcione agua a menor temperatura.

Comparación energética:

Datos generales

Temperatura de consigna del Auxiliar de Ref	8	10	12	13	°C
Área de captación	30	30	30	30	m ²
Volumen de acumulación de calor	300	300	300	300	l
Volumen de acumulación de frío	900	900	900	900	l

Energía térmica auxiliar

Calefacción	1279	1279	1279	1279	kWh
Refrigeración	5642	4872	4392	4273	kWh
ACS	141	141	141	141	kWh

Energía solar útil	13312	13507	13676	13771	kWh
Eficiencia neta de la captación	27.31	27.64	27.93	28.08	%
Eficiencia neta del captador solar	32.85	33.18	33.47	33.58	%
COP de la enfriadora de absorción	0.71	0.72	0.72	0.72	-

Calefacción (%) cubierta con energía solar	63.36	63.36	63.36	63.36	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	48.26	50.66	53.08	54.33	%
ACS (%) cubierta con energía solar	95.04	95.04	95.04	95.04	%
Demanda cubierta con energía solar	59.98	61.41	62.87	63.62	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	68.59	68.44	68.34	68.30	°C
De alimentación a la máquina de absorción	87.34	86.71	86.17	85.88	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	56.08	56.08	56.08	56.08	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	7.69	8.87	10.07	10.66	°C

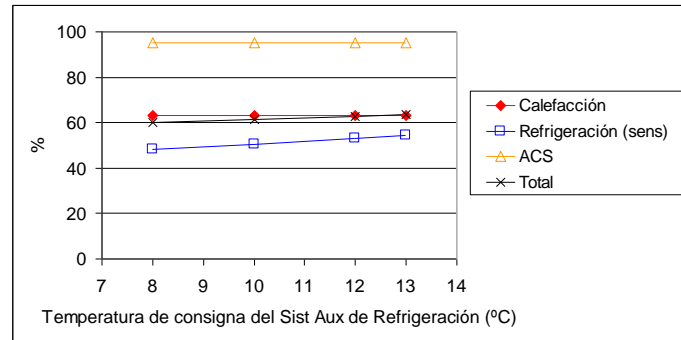


Figura A4-40. Influencia de la temperatura de activación del sistema auxiliar de refrigeración en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf4

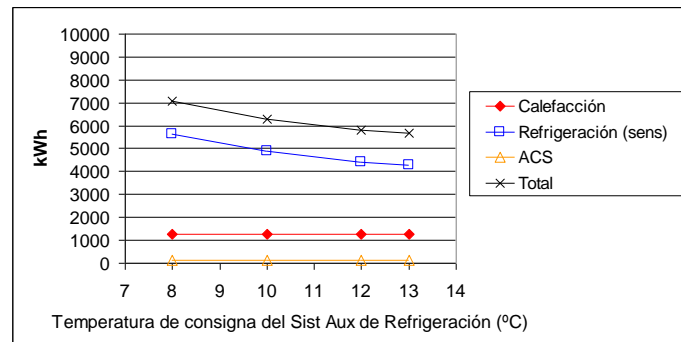


Figura A4-41. Influencia de la temperatura de activación del sistema auxiliar de refrigeración en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Conf4

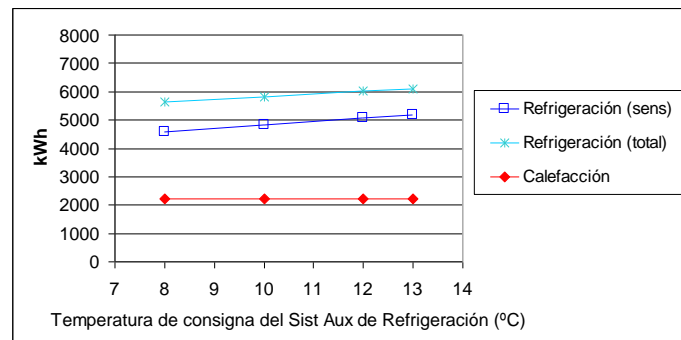


Figura A4-42. Influencia de la temperatura de activación del sistema auxiliar de refrigeración en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf4

A4.10.2. Calefacción

La cobertura de calefacción desciende de manera significativa al aumentar la temperatura de consigna del sistema auxiliar. En el caso de Málaga esto no influye de manera drástica en el porcentaje de cobertura total con energía solar debido a que la demanda de calefacción es significativamente menor a la de refrigeración. Pero en otras ciudades en que suceda lo contrario este parámetro tendrá una influencia mucho mayor. .

Comparación energética:

Datos generales

Temperatura de consigna del Auxiliar de clf	30	35	40	45	50	°C
Área de captación	30	30	30	30	30	m ²
Volumen de acumulación de calor	300	300	300	300	300	l
Volumen de acumulación de frío	900	900	900	900	900	l

Energía térmica auxiliar

Calefacción	930	1109	1279	1447	1624	kWh
Refrigeración	4276	4276	4273	4276	4274	kWh
ACS	207	163	141	121	109	kWh

Energía solar útil	14046	13913	13771	13619	13458	kWh
Eficiencia neta de la captación	28.46	28.28	28.08	27.87	27.65	%
Eficiencia neta del captador solar	34.02	33.82	33.58	33.31	33.12	%
COP de la enfriadora de absorción	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	-

Calefacción (%) cubierta con energía solar	73.34	68.22	63.36	58.54	53.47	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	54.30	54.30	54.33	54.30	54.32	%
ACS (%) cubierta con energía solar	92.73	94.27	95.04	95.74	96.18	%
Demanda cubierta con energía solar	65.38	64.53	63.62	62.67	61.64	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	67.64	67.94	68.30	68.60	68.92	°C
De alimentación a la máquina de absorción	85.88	85.88	85.88	85.89	85.88	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	52.53	54.18	56.08	58.20	60.59	°C

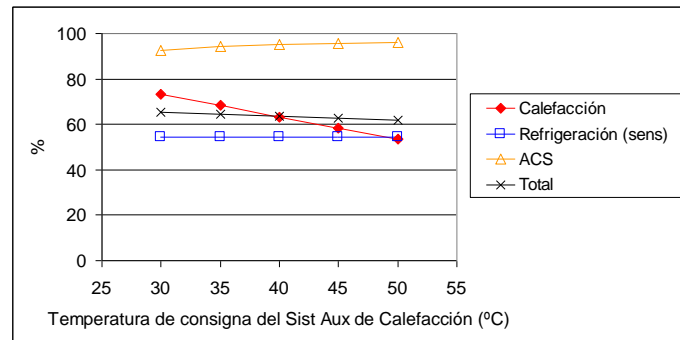


Figura A4-43. Influencia de la temperatura de activación del sistema auxiliar de calefacción en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf4

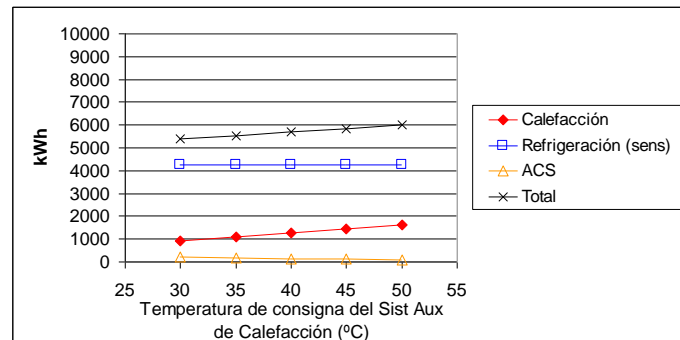


Figura A4-44. Influencia de la temperatura de activación del sistema auxiliar de calefacción en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Conf4

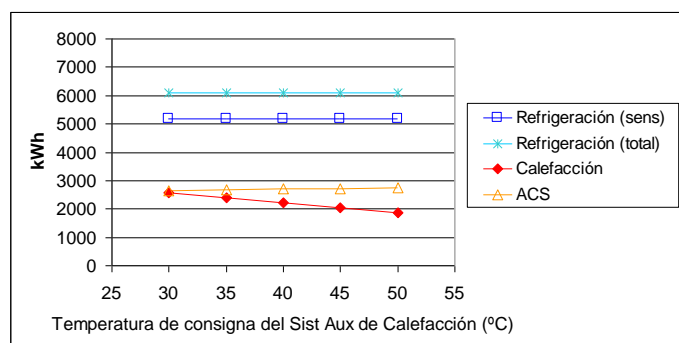


Figura A4-45. Influencia de la temperatura de activación del sistema auxiliar de calefacción en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf4

Anexo 5. Simulación detallada.

Configuración 6

En este anexo se muestra en detalle el resultado de las simulaciones relativas a la configuración 3 (esquema simplificado en Figura A5-1).

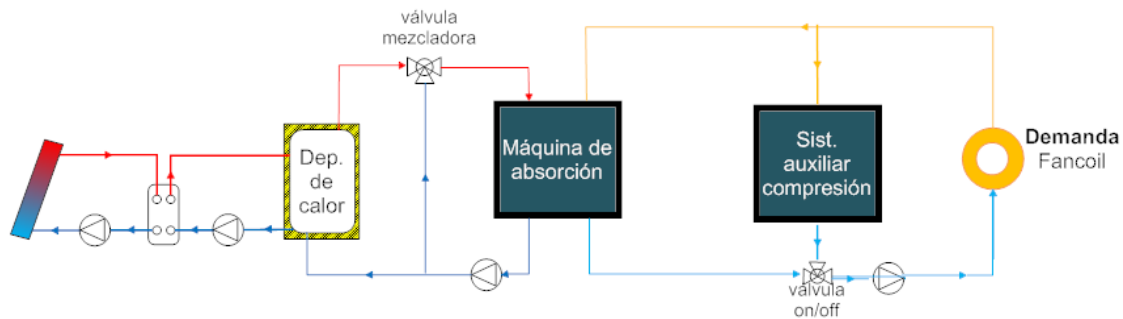


Figura A5-1. Configuración 6. Sistema solar con acumulación de calor y equipo auxiliar de frío en paralelo con la máquina de absorción

Esta es una configuración que se caracteriza por su simplicidad al disponer de un único depósito acumulador. Se compone de un campo de captación conectado a través de un intercambiador de calor a un depósito acumulador. Desde dicho depósito salen los diferentes circuitos hacia ACS, calefacción y refrigeración. El circuito de ACS consta de un intercambiador de calor y una caldera modulante como sistema auxiliar (al igual que el resto de configuraciones). Todas estas características coinciden con las de la configuración 1. La diferencia estriba en que la configuración 6 consta de un sistema auxiliar integrado en el sistema, tanto para calefacción como para refrigeración, y que consiste en una bomba de calor conectada en paralelo al circuito solar, de manera que si el solar no es capaz de combatir la demanda de climatización, el auxiliar se pone en marcha combatiendo la totalidad de la misma.

Para el circuito de calefacción hay una toma de agua desde la parte superior del depósito acumulador hasta la unidad terminal (fancoil) en paralelo con el sistema auxiliar. Y para el circuito de refrigeración hay una toma de agua desde el depósito acumulador que alimenta al generador de la máquina de absorción. Es la salida del evaporador de esta máquina la que se encuentra conectada en paralelo con el sistema auxiliar para alimentar al fancoil.

En esta configuración los caudales de alimentación a la unidad terminal (fancoil) han de coincidir con los del sistema auxiliar utilizado. Este caudal ha de coincidir con el del evaporador de la máquina de absorción (modo refrigeración). El caudal de salida del depósito acumulador hacia el fancoil (en modo calefacción) viene fijado por el caudal de entrada al fancoil funcionando en modo calefacción. Teniendo en cuenta que la máquina de absorción utilizada tiene un caudal de 1600kg/h en el evaporador, todos los caudales mencionados se han fijado a este valor. En las configuraciones en las que nos encontramos con un depósito acumulador de frío, el caudal de alimentación al fancoil puede ser de diferente valor al del evaporador de la máquina de absorción (configuraciones 2,3 y 4). Pero no ocurre así en este esquema. Y el fancoil determinado aquí es el que se ha utilizado en todas las configuraciones de este documento, de manera que todas ellas tengan las características base coincidentes para comparar a igualdad de condiciones.

Como recomendación se indica que esta configuración en paralelo no será adecuada en aquellas ocasiones en que la demanda de refrigeración no sea del mismo orden (preferentemente ligeramente inferior) que la potencia de la máquina de absorción ya que en ese caso cuando la máquina de absorción esté en condiciones de funcionar (temperatura suficientemente elevada para el generador y baja para el condensador-absorbedor) no se pondrá en marcha por no ser capaz de satisfacer la totalidad de la demanda.

A continuación se detallan los esquemas de principio detallados con la nomenclatura de las variables que intervienen en la simulación (caudales y temperaturas), así como la identificación de secciones donde se analiza el balance de energía.

Se analiza el caso base, definido de manera similar en todas las configuraciones y cuyas características se pueden consultar en los apartados 3.2 y 4.1.

Después se analiza la influencia que tienen diferentes factores (ciudad, área de captación, volumen de acumulación, tipo de captador e inclinación de los mismos, comportamiento del equipo de absorción y temperaturas de consigna).

La explicación detallada de la influencia de los diferentes factores se ha tratado en profundidad en el anexo 1 para la configuración 1, así como la explicación de gráficas y tablas. En los anexos 2 al 5, aunque se expondrán las tablas y gráficas con los resultados, se describirán más brevemente ya que muchos de los factores influyen de manera equivalente en todas las configuraciones. Los factores que afecten de manera diferenciada se expondrán en detalle. Para más información consultar anexo 1.

La lógica de control se detalla en el apartado 2.3.2 y 2.3.3.

A5.1. Esquemas

A continuación se presentan los esquemas para esta configuración. Las válvulas representadas como en todos los esquemas previos son diversoras. En este caso, entre ellas nos encontramos con dos cuyo funcionamiento es completamente abierto o cerrado (on-off), de manera que únicamente permiten direccional fluido al fancoil proveniente del sistema solar o del auxiliar, pero no de ambos simultáneamente (conexión paralelo). Realmente en el esquema físico esta válvula es única, así como las bombas B7 y B8 son la misma físicamente. Pero se representan de manera diferenciada aquí y en los esquemas de todas las configuraciones presentadas para comprender mejor el funcionamiento en ambos modos: calefacción y refrigeración.

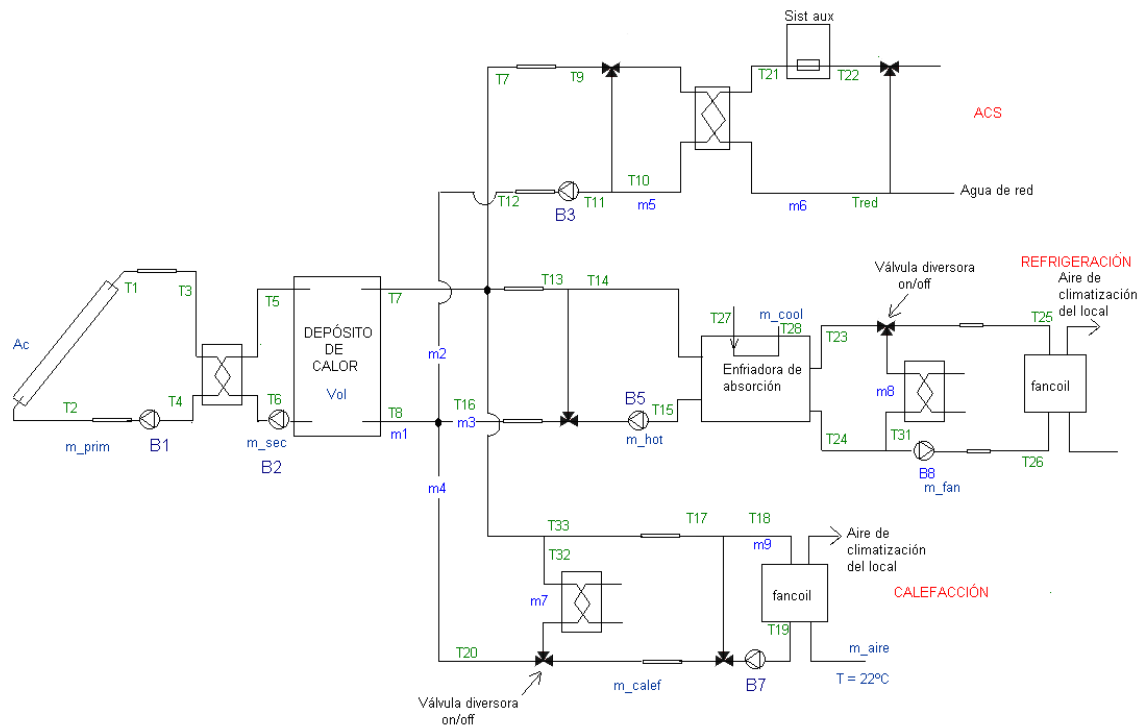


Figura A5-2. Variables de simulación. Configuración 6



A5.2. Caso base

Mes	Refrigeración sensible cubierta con solar	Calefacción cubierta con solar	Demanda para ACS	Energía para ACS cubierta con solar
1	200	900	250	300
2	200	750	250	250
3	200	500	250	250
4	200	200	250	250
5	800	100	250	250
6	1450	50	250	250
7	2400	200	250	200
8	2550	100	250	200
9	1550	200	250	200
10	750	300	250	250
11	200	400	250	250
12	200	900	250	250

El gráfico muestra la carga horaria mensual de los equipos de climatización. El eje vertical (Y) representa las horas, con una escala de 0 a 350 en incrementos de 50. El eje horizontal (X) representa los meses del año, numerados del 1 al 12. Se han representado cinco series de datos:

- Circuito de absorción (B5):** Representado por una línea azul con diamantes. Muestra un pico de carga en los meses de verano (julio y agosto) con una carga máxima de aproximadamente 160 horas.
- Circuito solar (B1, B2):** Representado por una línea verde con triángulos. Muestra una carga que aumenta desde mayo, alcanza un máximo de casi 300 horas en julio y agosto, y disminuye hacia el final del año.
- Sist. aux. refrigeración:** Representado por una línea magenta con cuadrados. Muestra una carga auxiliar que también es máxima en julio y agosto, con unos 130 horas.
- Sist. aux. calefacción:** Representado por una línea cian con cruces. Muestra una carga auxiliar que es más significativa en los meses de invierno (enero a marzo), con unos 30 horas.
- Circuito de refrigeración (B8):** Representado por una línea púrpura con cruces. Muestra una carga que coincide con la del circuito solar, pero con un pico ligeramente menor en julio y agosto, alcanzando unos 290 horas.

La carga total de horas por mes es la suma de estas cinco series.

266

Comparación energética:

Datos generales

Área de captación	30	m ²
Volumen de acumulación de calor	1200	l

Número de horas en las que funcionan:

Las bombas del circuito de captación solar activas (B1, B2)	2176	h
La bomba B5 del circuito de absorción	821	h
La bomba del circuito de calefacción (B7)	1187	h
La bomba del circuito de refrigeración (B8)	1243	
Las bombas del circuito de ACS (B3)	6927	h
Sistema auxiliar de calefacción	111	h
Sistema auxiliar de refrigeración	423	h

Energía térmica demandada

Calefacción	3490	kWh
Refrigeración sens	9529	kWh
ACS	2847	kWh

Demanda térmica cubierta^[*]

Calefacción	3490	kWh
Refrigeración sensible	9528	kWh
Refrigeración total	10629	kWh

Energía térmica auxiliar

Calefacción	1185	kWh
Refrigeración	4676	kWh
ACS	103	kWh

Radiación total sobre el captador	58523	kWh
Calor anual producido por el captador solar ^[*2]	16180	kWh
Producción anual de frío con energía solar (total) ^[*3]	5948	kWh
Producción anual de frío con energía solar (sens) ^[*4]	4847	kWh
Producción anual de calefacción con energía solar ^[*5]	2305	kWh

Energía solar útil ^[*6]	13330	kWh
Eficiencia neta de la captación ^[*7]	27.65	%
Eficiencia neta del captador solar ^[*8]	34.20	%
COP de la enfriadora de absorción	0.72	-

Energía útil de captadores por área de captación	539.33	kWh/m ²
Energía solar útil por área de captación	444.33	kWh/m ²
Energía ahorrada para calefacción por área de captación	76.84	kWh/m ²
Energía ahorrada para refrigeración (sens) por área de captación	161.57	kWh/m ²
Energía ahorrada para ACS por área de captación	91.46	kWh/m ²

Calefacción (%) cubierta con energía solar	66.05	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	50.87	%
ACS (%) cubierta con energía solar	96.37	%
Demanda cubierta con energía solar	62.37	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	74.63	°C
De alimentación a la máquina de absorción	86.27	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	56.97	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	10.42	°C

[*] Energía de climatización que proporciona la configuración con energía solar y auxiliar,

[*2] Flujo [2],

[*3] Refrigeración total de origen solar. Se calcula sumando los valores del flujo [17] durante las horas en la máquina de absorción está activa,

[*4] Refrigeración sensible de origen solar. Se calcula sumando los valores del flujo [17] durante las horas en las está activa la máquina de absorción, ponderado cada uno de estos valores por el factor de calor sensible que en cada momento tiene el fancoil en función de la temperatura de alimentación al mismo proveniente de la citada máquina de absorción,

[*5] Calefacción proporcionada con energía solar. Se calcula sumando los valores del flujo [12] durante las horas en las que el fancoil es alimentado por el depósito caliente en modo calefacción,

[*6] Suma de los flujos de calor [10], [11] y [12] menos el flujo [19A],

[*7] Relación entre los flujos [2] y [1],

[*8] Relación entre los flujos [2] y [1] cuando el circuito de captación está activo,

FLUJO	Energía [kW.h]	Reparto primario [%]
(1) Radiación sobre captadores	58522.57	100
(2) Energía cedida por los captadores al fluido primario	16179.83	27.65
(3) Pérdidas en las tuberías del primario	143.12	0.24
(4) Energía transferida en el intercambiador de calor	15964.22	27.28
(5) Pérdidas del acumulador solar	2462.12	4.21
(6) Energía extraída del acumulador solar	13409.34	22.91
(7) Pérdidas en la distribución de agua caliente	27.98	0.05
(8) Pérdidas en la distribución de agua caliente	17.55	0.03
(9) Pérdidas en la distribución de agua caliente	48.64	0.08
(10) Energía térmica de entrada al intercambiador de calor de ACS	2742.59	4.69
(11) Energía térmica de entrada a la máquina de absorción	8282.24	14.15
(12) Energía térmica evacuada por el fancoil en modo calefacción	3490.05	5.96
(13) Energía auxiliar térmica para A.C.S.	103.35	0.18
(14) Energía térmica total suministrada para A.C.S. (solar y auxiliar)	2847.07	4.86
(15) Energía evacuada en el evaporador de la máquina de absorción	5960.36	10.18
(16) Pérdidas en la distribución de agua fría	-13.70	-0.02
(17) Energía térmica evacuada por el fancoil en modo frío	10628.70	18.16
(18) Energía térmica evacuada por la máquina de absorción en el condensador-absorbedor	14281.99	24.40
(19a) Energía térmica auxiliar para calefacción	1184.95	2.02
(30) Energía térmica auxiliar para refrigeración	4675.66	7.99
(20) Refrigeración (sensible) cubierta con energía solar	4852.56	8.29
(21) Demanda sensible de refrigeración	9529.28	16.28
(22) Demanda de calefacción	3489.92	5.96
(23) Demanda térmica de A.C.S.	2847.07	4.86
Energía térmica acumulada en el depósito caliente	84.05	0.14
(25) Calefacción cubierta con energía solar	2305.10	3.94
(26) Refrigeración (total) cubierta con energía solar	5953.04	10.17
(27) Refrigeración (sen) cubierta por el sistema	9528.23	16.28

Se observa que los resultados en modo refrigeración son prácticamente coincidentes con los de la configuración 1, siendo algo peores en modo calefacción. Estos resultados coincidentes entre la configuración 1 y 6 hacen que los análisis aquí presentados sean más escuetos y en algunos casos sólo se presenten las figuras representativas.

A5.3. Influencia de la ciudad

La diferencia mayor en términos de cobertura total de la demanda con respecto a la configuración 1 se produce en San Sebastián por ser la ciudad donde mayor es la proporción entre demanda de calefacción y de refrigeración, ya que los resultados en refrigeración no varían apenas. La cobertura total de la demanda es de un 62.37% en Málaga seguido de un 45.51% en Madrid y de un 34.61% en San Sebastián como se extrae de la siguiente tabla y figuras.

Comparación energética:

Datos generales

Ciudad	Málaga	Madrid	San Seb	
Energía térmica auxiliar				
Calefacción	1185	7801	10038	kWh
Refrigeración	4676	3009	263	kWh
ACS	103	389	585	kWh
Energía solar útil	13330	11803	6361	kWh
Eficiencia neta de la captación	27.65	27.68	22.30	%
Eficiencia neta del captador solar	34.20	34.85	31.91	%
COP de la enfriadora de absorción	0.72	0.72	0.72	-
Calefacción (%) cubierta con energía solar	66.05	29.41	19.57	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	50.87	53.64	76.24	%
ACS (%) cubierta con energía solar	96.37	87.09	80.88	%
Demanda cubierta con energía solar	62.37	45.51	34.61	%
Temperaturas medias de funcionamiento				
Del depósito	74.63	64.61	57.37	°C
De alimentación a la máquina de absorción	86.27	86.68	87.61	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	56.97	47.70	44.52	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	10.42	10.28	8.54	°C

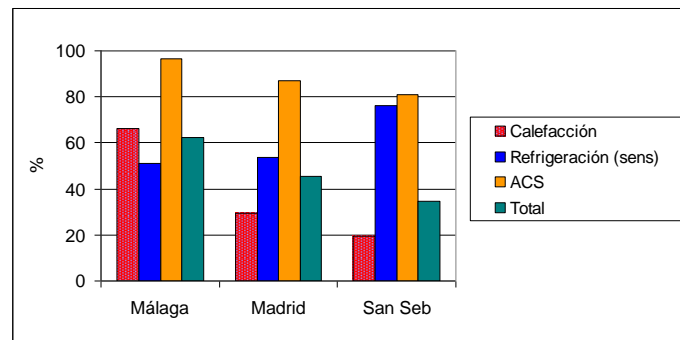


Figura A5-6. Climatización y ACS (%) cubierta con energía solar para cada ciudad. Conf6

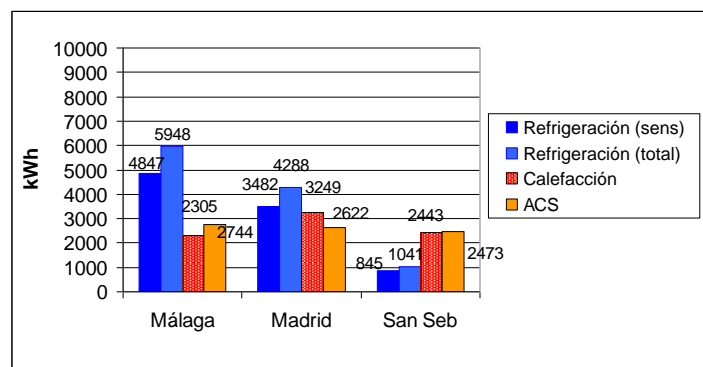


Figura A5-7. Climatización y ACS cubierta con energía solar para cada ciudad. Conf6

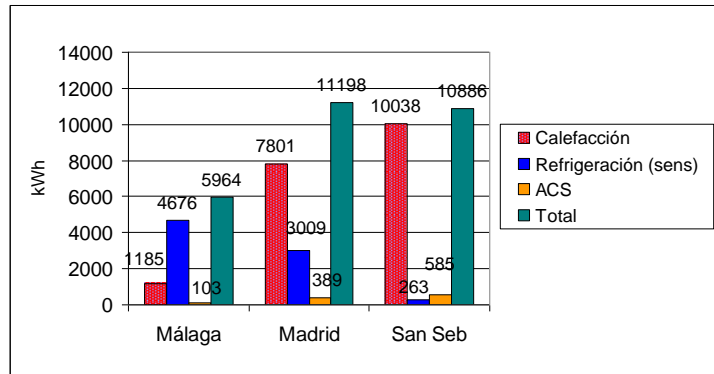


Figura A5-8. Energía auxiliar térmica para cada ciudad. Conf6

A5.4. Influencia del área de captación

Se produce un aumento de cobertura total de la demanda desde un 48.25% hasta un 87.15% si el área de captación aumenta de 20m² hasta 60m². La tendencia en calefacción y refrigeración es lineal de carácter ligeramente asintótico en este rango de valores.

Como diferencia fundamental en su funcionamiento en modo refrigeración con las configuraciones que disponen de depósito frío nos encontramos con que para áreas pequeñas de captación no aumenta apenas el número de arranques y paradas de la máquina de absorción. Esto es debido a que la máquina se regula para adaptarse a la demanda, la cual (afectada por el valor de COP) no supone flujos de salida de energía desde el depósito caliente al generador de la máquina de absorción muy elevados cuando tiene lugar su arranque siendo más similares al flujo de energía captada. Esto hace que una vez que esta máquina se pome en marcha está durante un cierto tiempo en funcionamiento, pasado el cual se desactiva porque el depósito caliente disminuye su temperatura bajo el mínimo que permite el generador, siendo normalmente una hora del día en que la radiación es ya menos elevada y no permite que se repita el ciclo. Así por ejemplo, con 20m² de captación aunque hay días en que este ciclo se repite dos veces, usualmente sólo se produce una única activación y desactivación diaria. Para poder comparar con las configuraciones de depósito frío se presentan al final de este apartado gráficas con los flujos más significativos para un día concreto de verano en varios de los casos simulados, y que permiten comprender el esquema de arranques y paradas de la máquina de absorción (Figura A5-12 y Figura A5-13).

Comparación energética:

Datos generales

Área de captación	20	30	40	50	60	m2
Volumen de acumulación de calor	800	1200	1600	2000	2400	l

Energía térmica auxiliar

Calefacción	1728	1185	835	553	339	kWh
Refrigeración	6315	4676	3444	2412	1656	kWh
ACS	164	103	72	54	39	kWh
Energía solar útil	9865	13330	15932	18082	19658	kWh

Eficiencia neta de la captación	30.59	27.65	25.10	23.11	21.26	%
Eficiencia neta del captador solar	36.55	34.20	32.58	31.30	30.19	%
COP de la enfriadora de absorción	0.73	0.72	0.71	0.71	0.71	-
Calefacción (%) cubierta con energía solar	50.50	66.05	76.08	84.15	90.28	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	33.68	50.87	63.83	74.69	82.62	%
ACS (%) cubierta con energía solar	94.25	96.37	97.46	98.09	98.64	%
Demanda cubierta con energía solar	48.25	62.37	72.56	80.97	87.18	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	70.06	74.63	78.89	82.57	86.08	°C
De alimentación a la máquina de absorción	82.58	86.27	88.61	89.75	90.84	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	51.04	56.97	61.29	64.42	66.95	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	11.25	10.42	9.68	8.95	8.37	°C

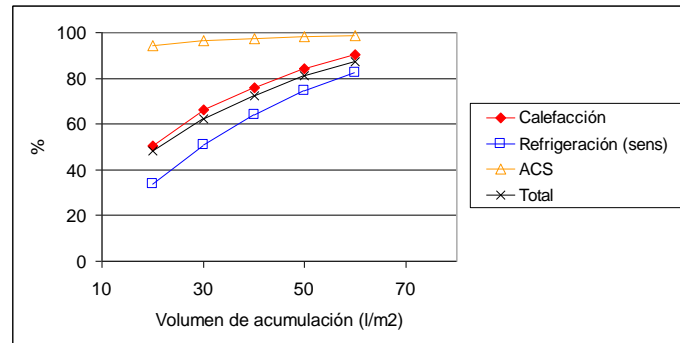


Figura A5-9. Influencia del área de captación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf6

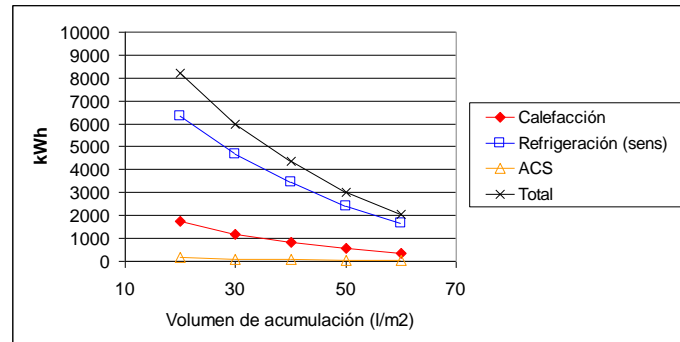


Figura A5-10. Influencia del área de captación en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Conf6

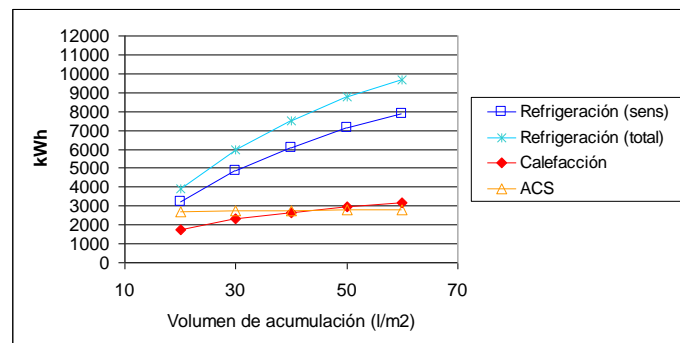


Figura A5-11. Influencia del área de captación en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf6

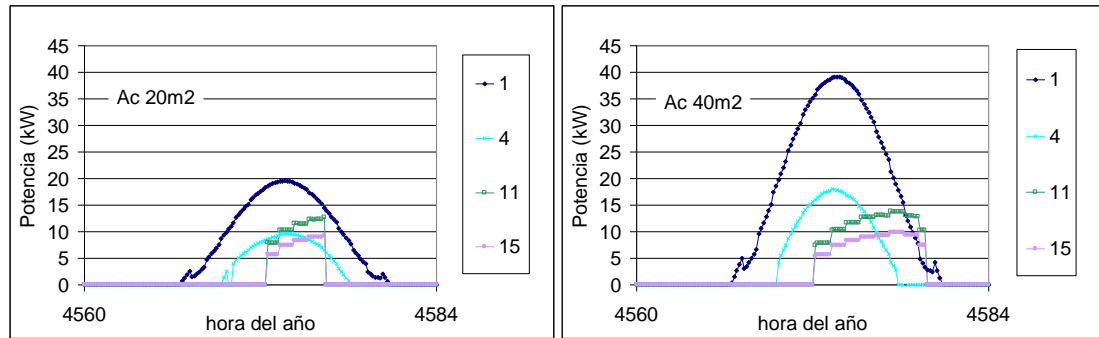


Figura A5-12. Flujos de energía en un día de verano para dos valores de área de captación en la configuración 4. Radiación incidente en captadores (1), energía solar captada (4), flujo de entrada al generador de la máquina de absorción (11) y evacuada del depósito frío en el evaporador de la máquina de absorción (15).

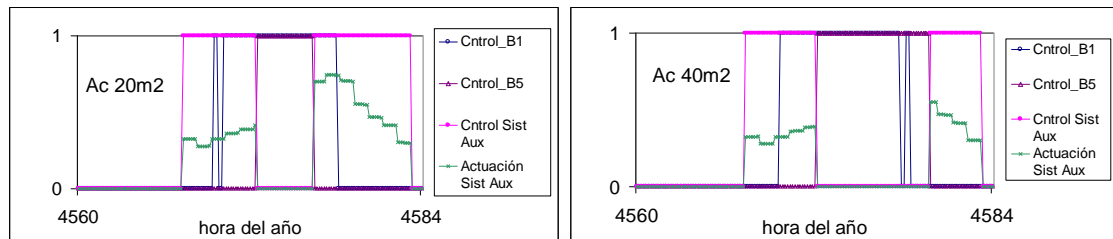


Figura A5-13. Activación del circuito solar, máquina de absorción y sistema auxiliar para un día concreto de verano y diferentes valores de área de captación. Conf 4.

En Madrid, aumentar el área de captación de 20m² a 50m² permite aumentar la cobertura solar desde un 34.01% hasta un 61.98%.

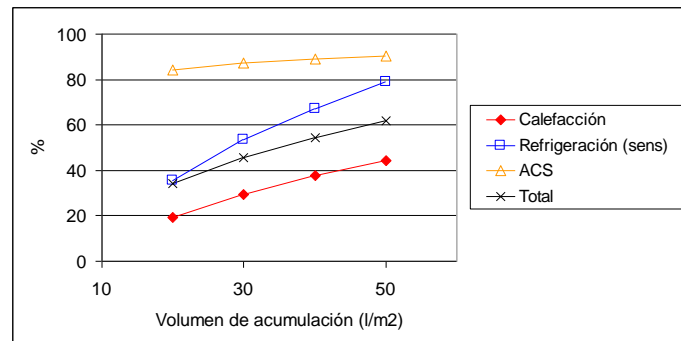


Figura A5-14. Influencia del área de captación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Madrid. Conf6

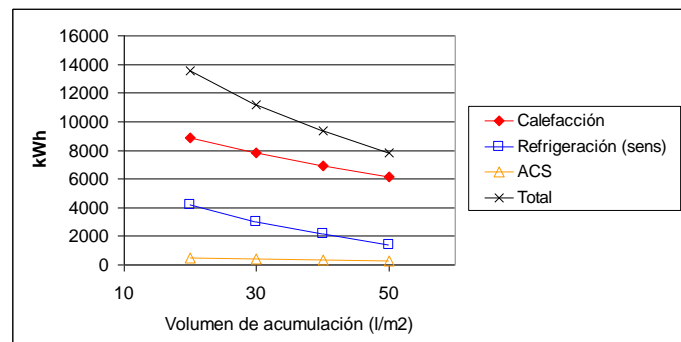


Figura A5-15. Influencia del área de captación en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Madrid. Conf6

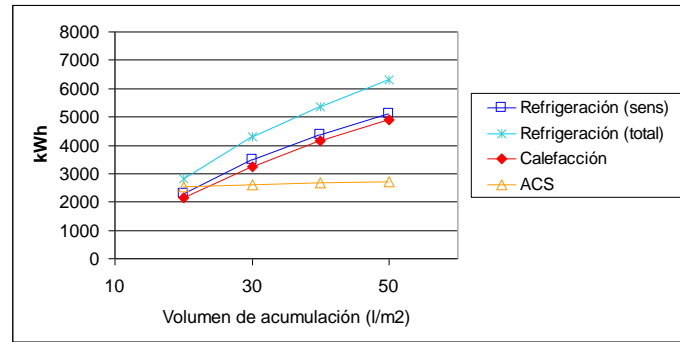


Figura A5-16. Influencia del área de captación en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Madrid. Conf6

A5.5. Influencia del volumen de acumulación

Se observa un óptimo volumen de acumulación de 40l/m² para un área de captación de 30m² en cuanto a cobertura de refrigeración. De nuevo se observan los mismos resultados que se obtuvieron en la configuración 1 (ver anexo 1), de manera que la tendencia en refrigeración contrasta con las configuraciones que tienen depósito frío. Este volumen óptimo en refrigeración disminuye al disminuir el área de captación.

A continuación se muestra la tabla y gráficos con la influencia de este factor para un área de captación de 30m² y seguidamente se presentan la influencia de este factor considerando diferentes áreas de captación en el análisis (Figura A5-20 y Figura A5-21).

Comparación energética:

Datos generales

Volumen de acumulación por área de captación	20	30	40	50	60	80	100	l/m²
Energía térmica auxiliar								
Calefacción	1521	1303	1185	1105	1041	948	868	kWh
Refrigeración	4783	4689	4676	4701	4749	4846	4927	kWh
ACS	135	113	103	100	98	100	104	kWh
Energía solar útil								
Eficiencia neta de la captación	12843	13208	13330	13354	13328	13237	13159	kWh
Eficiencia neta del captador solar	25.51	26.78	27.65	28.27	28.78	29.57	30.23	%
Eficiencia neta del captador solar	32.65	33.56	34.20	34.84	35.14	35.76	36.27	%
COP de la enfriadora de absorción	0.71	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	-
Porcentaje de cobertura con energía solar								
Calefacción (%) cubierta con energía solar	56.41	62.68	66.05	68.34	70.18	72.83	75.12	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	49.73	50.73	50.87	50.61	50.12	49.11	48.28	%
ACS (%) cubierta con energía solar	95.27	96.03	96.37	96.50	96.55	96.50	96.34	%
Demanda cubierta con energía solar	59.38	61.49	62.37	62.74	62.87	62.83	62.81	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	74.47	74.75	74.63	74.27	73.92	73.12	72.37	°C
De alimentación a la máquina de absorción	89.13	87.60	86.27	85.24	84.54	83.43	82.65	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	55.40	56.60	56.97	56.95	56.78	56.26	55.72	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	10.40	10.40	10.42	10.47	10.52	10.60	10.66	°C

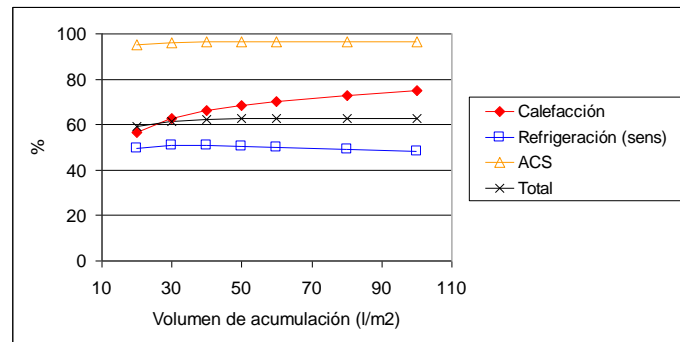


Figura A5-17. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (%) de demanda con energía solar. Málaga. Conf6.

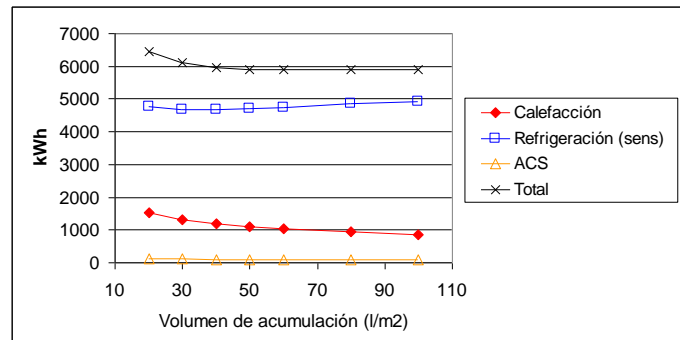


Figura A5-18. Influencia del volumen de acumulación en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Conf6

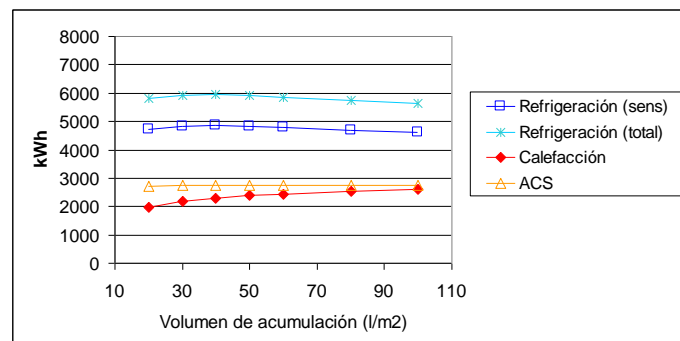


Figura A5-19. Influencia del volumen de acumulación en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf6

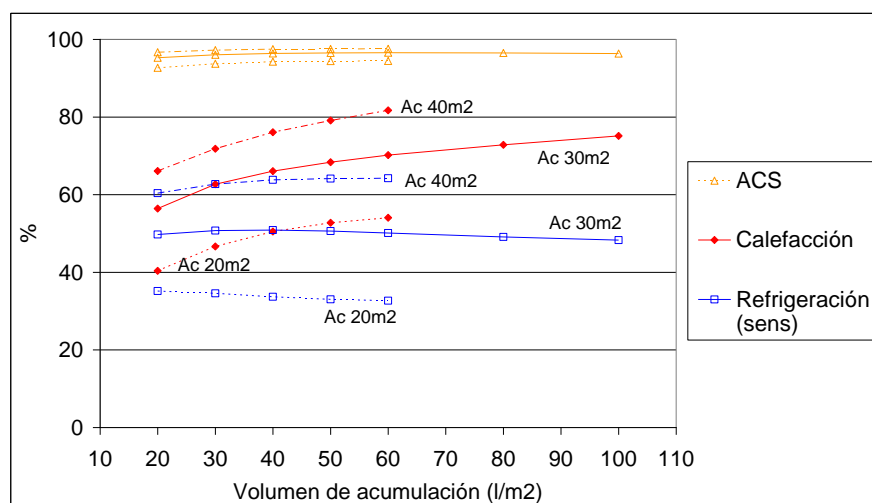


Figura A5-20. Cobertura (%) de la demanda con energía solar desglosada para calefacción, ACS y refrigeración (sensible). Málaga

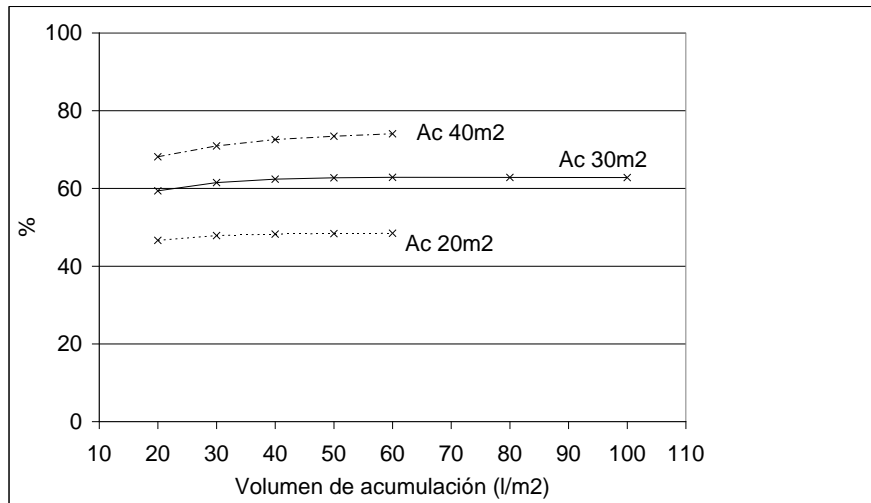


Figura A5-21. Cobertura (%) de la demanda total con energía. Málaga

Al igual que en el caso de Málaga, en Madrid se observa un óptimo volumen de acumulación de 40 l/m² para un área de captación de 30 m² en cuanto a cobertura de refrigeración.

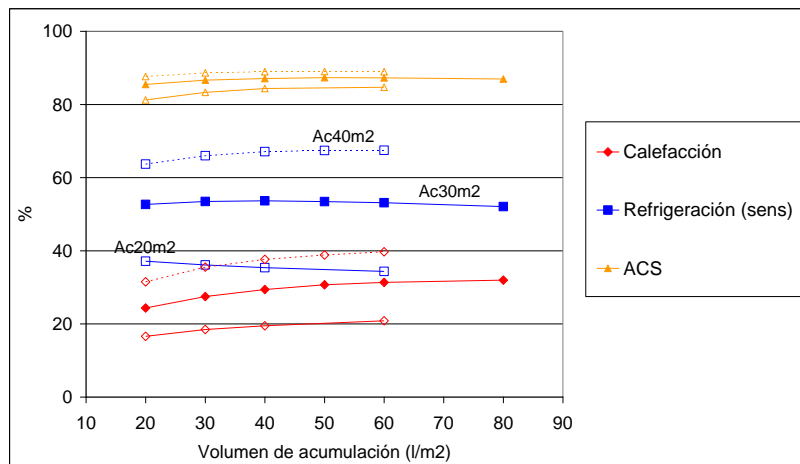


Figura A5-22. Cobertura (%) de la demanda con energía solar desglosada para calefacción, ACS y refrigeración (sensible). Madrid

A5.6. Influencia de la inclinación de captadores

La influencia de este factor de nuevo corrobora la idoneidad de una inclinación de 30° en el campo de captación para el caso de Málaga. Las gráficas que muestran esta influencia se presentan a continuación.

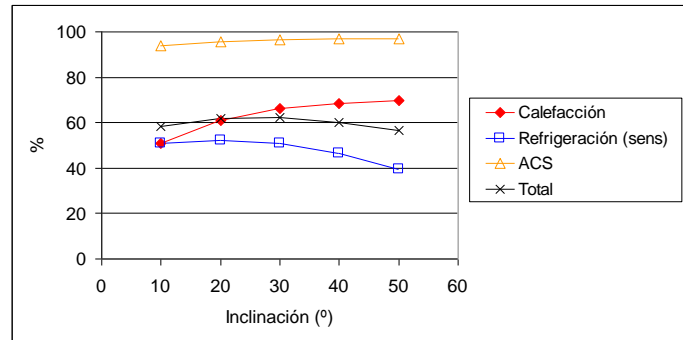


Figura A5-23. Influencia de la inclinación en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf6

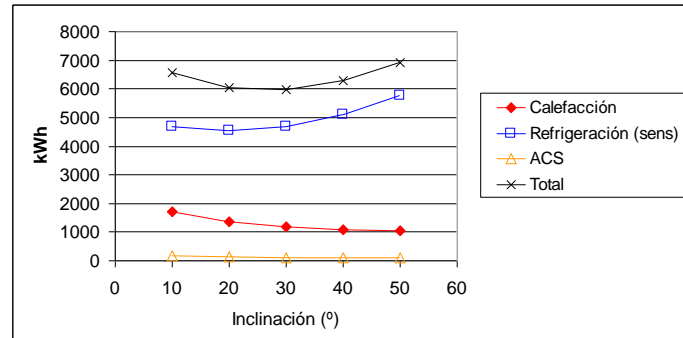


Figura A5-24. Influencia de la inclinación en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Conf6

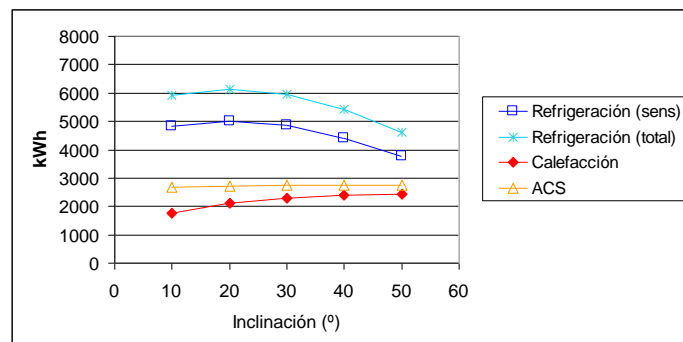


Figura A5-25. Influencia de la inclinación en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf6

A5.7. Influencia del tipo de captador

La influencia del captador es muy importante. Las curvas de cada uno de los captadores utilizados pueden consultarse en el apartado **Error! Reference source not found.3.2.1.**

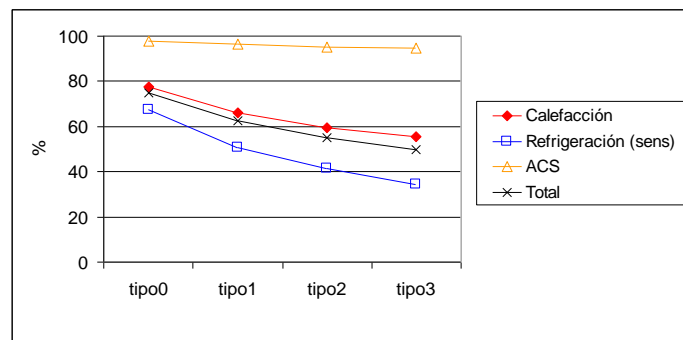


Figura A5-26. Influencia del tipo de captador en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf4

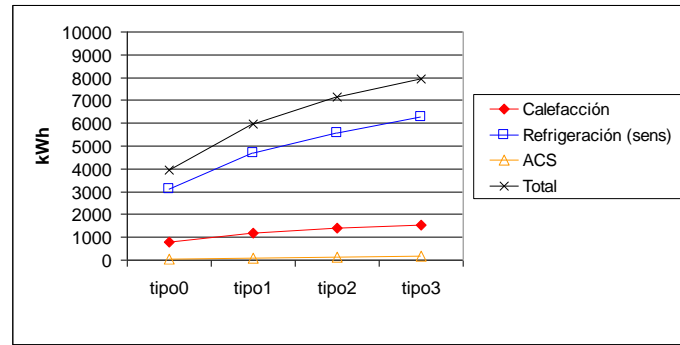


Figura A5-27. Influencia del tipo de captador en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Conf4

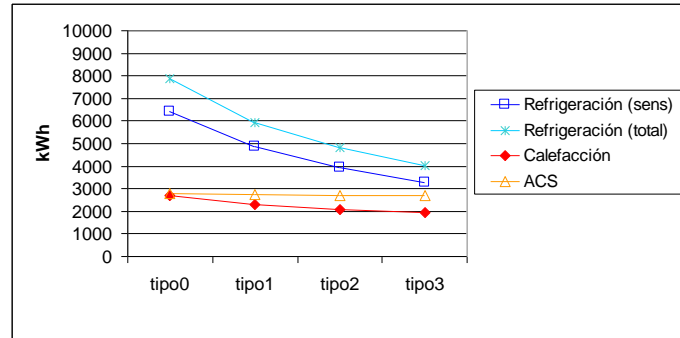


Figura A5-28. Influencia del tipo de captador en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf4

A5.8. Influencia del comportamiento de la máquina de absorción

El comportamiento coincide con el de la configuración 1 en modo refrigeración.

A5.9. Influencia de la consigna de la máquina de absorción

De nuevo nos encontramos con una tendencia similar al del resto de configuraciones. Si observamos la refrigeración total proporcionada por la máquina de absorción, ésta tiene su máximo para una temperatura de entre 7°C y 8°C (Figura A5-31). Esto es debido a la forma de las curvas de funcionamiento de la máquina de absorción, las cuales tienen una caída brusca del COP para temperaturas de producción menores a 8°C, pero se mantienen constantes para temperaturas de producción mayores. Y la temperatura media del depósito caliente aumenta ligeramente al aumentar la temperatura de consigna por lo que la eficiencia de captación disminuye también ligeramente. El producto COP de absorción por eficiencia de captación tiene su máximo en este caso para la temperatura detallada.

En cambio esto se traduce en un aumento constante en el rango de valores simulados de la cobertura de refrigeración sensible, lo cual es lógico teniendo en cuenta que a mayor temperatura mayor es el factor de calor sensible en el fancoil y por tanto mayor la relación entre potencia frigorífica sensible y total. Esto no debe confundirse exactamente con un aumento de la cobertura de la demanda, ya que el total de refrigeración proporcionada no sufre esa tendencia y no combatir ninguna demanda latente puede dar lugar a problemas en climas húmedos.

Comparación energética:

Datos generales

Temperatura de consigna de absorción	6	7	8	9	10	12	°C
Energía térmica auxiliar							
Calefacción	1185	1185	1185	1185	1185	1185	kWh
Refrigeración	5318	4676	4356	4154	3968	3779	kWh
ACS	104	103	103	103	103	103	kWh
Energía solar útil	13755	13330	13099	12952	12830	12690	kWh
Eficiencia neta de la captación	28.28	27.65	27.31	27.10	26.91	26.71	%
Eficiencia neta del captador solar	34.84	34.20	33.90	33.80	33.69	33.55	%
COP de la enfriadora de absorción	0.62	0.72	0.75	0.76	0.75	0.75	-
Calefacción (%) cubierta con energía solar	66.05	66.05	66.05	66.05	66.05	66.05	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	44.16	50.87	54.25	56.33	58.32	60.30	%
ACS (%) cubierta con energía solar	96.36	96.37	96.37	96.37	96.37	96.37	%
Demanda cubierta con energía solar	58.34	62.37	64.40	65.66	66.85	68.04	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	74.22	74.63	74.97	75.21	75.43	75.72	°C
De alimentación a la máquina de absorción	84.51	86.27	86.95	87.32	87.59	87.97	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	56.93	56.97	56.99	57.01	57.01	57.02	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	10.42	10.42	10.70	11.08	11.51	12.48	°C

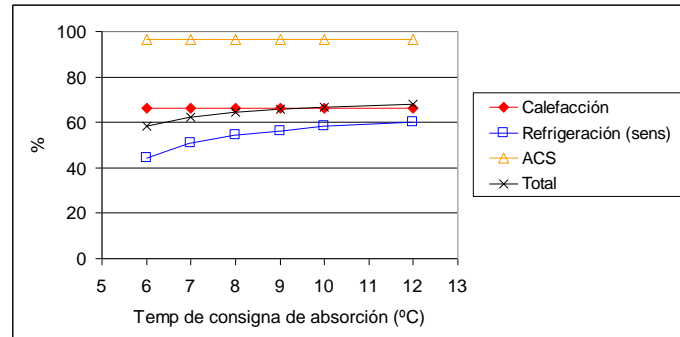


Figura A5-29. Influencia de la temperatura de consigna de la máquina de absorción en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf6

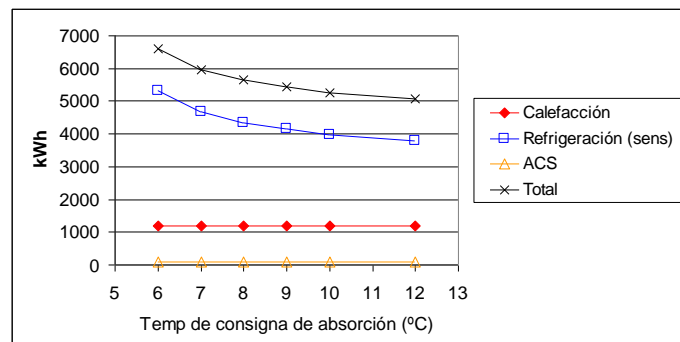


Figura A5-30. Influencia de la temperatura de consigna de la máquina de absorción en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Conf6

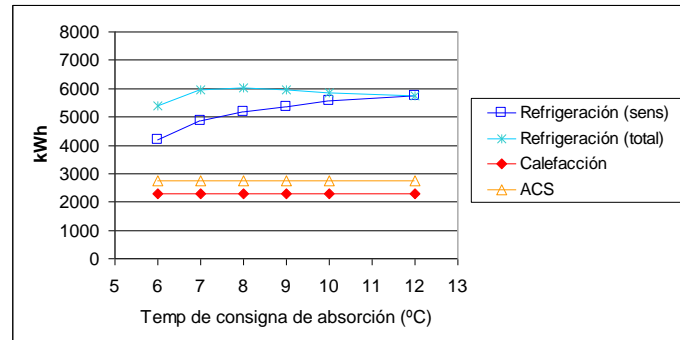


Figura A5-31. Influencia de la temperatura de consigna de la máquina de absorción en la cobertura (kWh) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf6

A5.10. Influencia de la consigna de activación del sistema auxiliar

A5.10.1. Refrigeración

La cobertura de refrigeración con energía solar apenas sufre variación si cambia la temperatura de consigna del sistema auxiliar. El límite superior se fija en la temperatura a la cual el fancoil es capaz de abastecer la demanda pico de la vivienda (13°C). Pero sí que se produce un efecto más apreciable en la energía auxiliar requerida cuando la temperatura desciende por debajo de 10°C. Esto coincide con la influencia de este factor en la configuración 4, es decir, que el sistema auxiliar en estos casos no combate exclusivamente demanda sensible en la vivienda, sino que también invierte parte de energía en secar el local (proporciona refrigeración latente). De ahí que aunque el sistema solar proporcione prácticamente igual capacidad de refrigeración, el funcionamiento global requiera más energía auxiliar. Este mismo efecto se producirá si aunque fijando la temperatura de consigna del sistema de absorción en un valor de 13°C, el sistema ante el funcionamiento de continuos arranques y paradas proporcione agua a menor temperatura.

Comparación energética:

Datos generales

Temperatura del sistema auxiliar de refrigeración 8 9 10 13 °C

Energía térmica auxiliar

Calefacción	1185	1185	1185	1185	kWh
Refrigeración	5483	5201	4933	4676	kWh
ACS	103	103	103	103	kWh
Energía solar útil	13303	13324	13330	13330	kWh
Eficiencia neta de la captación	27.61	27.64	27.65	27.65	%
Eficiencia neta del captador solar	34.16	34.18	34.20	34.20	%
COP de la enfriadora de absorción	0.72	0.72	0.72	0.72	-
Calefacción (%) cubierta con energía solar	66.05	66.05	66.05	66.05	%
Refrigeración sensible (%) cubierta con energía solar	50.27	50.58	50.76	50.87	%
ACS (%) cubierta con energía solar	96.37	96.37	96.37	96.37	%
Demanda cubierta con energía solar	62.01	62.20	62.30	62.37	%

Temperaturas medias de funcionamiento

Del depósito	74.72	74.66	74.64	74.63	°C
De alimentación a la máquina de absorción	86.40	86.32	86.29	86.27	°C
De alimentación al fancoil en modo calor	56.97	56.97	56.97	56.97	°C
De alimentación al fancoil en modo frío	7.58	8.15	8.72	10.42	°C

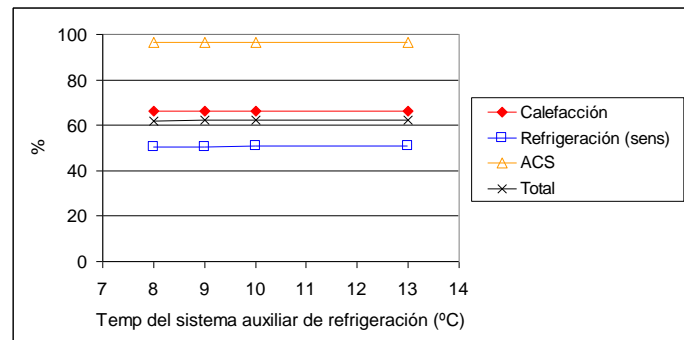


Figura A5-32. Influencia de la temperatura de activación del sistema auxiliar de refrigeración en la cobertura (%) de la demanda con energía solar. Málaga. Conf6

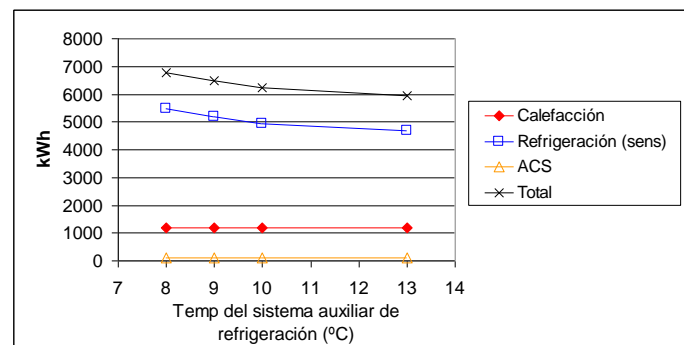


Figura A5-33. Influencia de la temperatura de activación del sistema auxiliar de refrigeración en la energía auxiliar térmica requerida (kWh). Málaga. Conf6

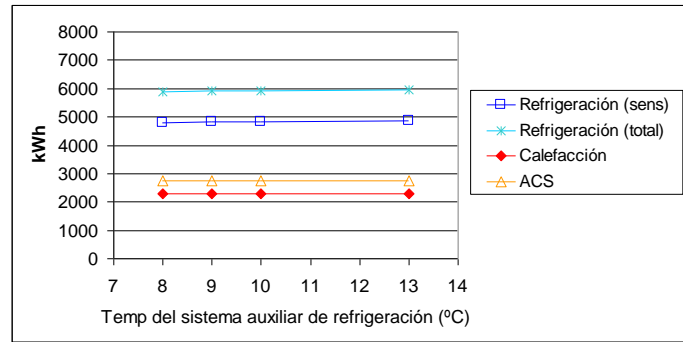


Figura A5-34. Influencia de la temperatura de activación del sistema auxiliar de refrigeración en la cobertura (kWh) de la demanda de climatización con energía solar. Málaga. Conf6

Las siguientes dos figuras permiten observar las diferencias más evidentes entre el caso de tener una consigna del sistema auxiliar de refrigeración de 8°C y de 13°C.

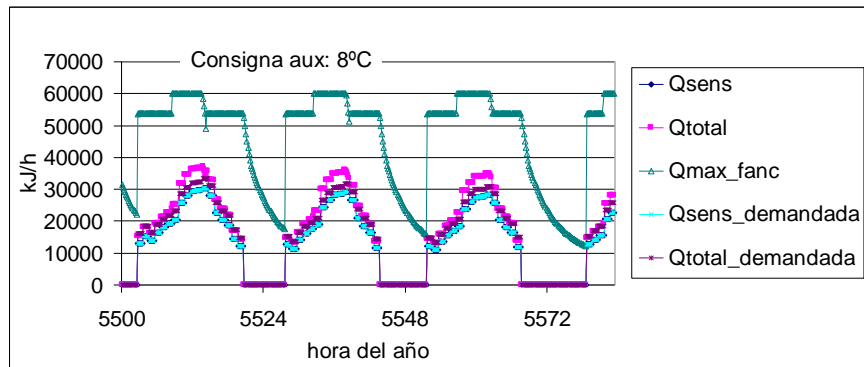


Figura A5-35. Balance entre demanda y cobertura de refrigeración para varios días de verano. Cobertura de refrigeración sensible y total con energía solar ("Qsens" y "Qtotal"), frente a la demandada ("Qsens_demandada" y "Qtotal_demandada"). "Qmax_fanc" es la capacidad de refrigeración del fancoil. Conf6 para una consigna del sistema auxiliar de refrigeración de 8°C

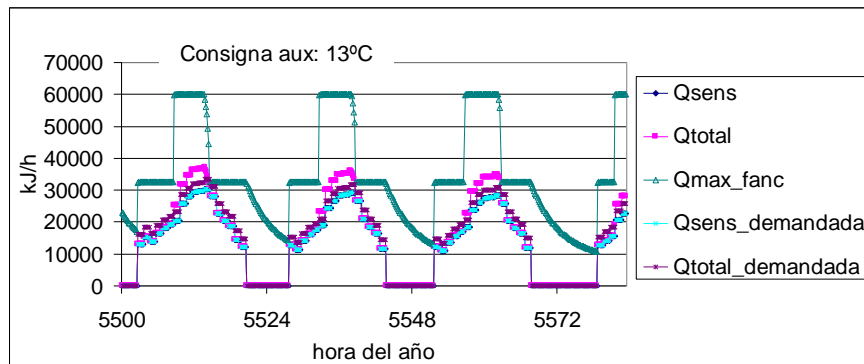


Figura A5-36. Balance entre demanda y cobertura de refrigeración para varios días de verano. Cobertura de refrigeración sensible y total con energía solar ("Qsens" y "Qtotal"), frente a la demandada ("Qsens_demandada" y "Qtotal_demandada"). "Qmax_fanc" es la capacidad de refrigeración del fancoil. Conf6 para una consigna del sistema auxiliar de refrigeración de 13°C.

A5.10.2. Consigna de calefacción

El valor de esta consigna es más influyente en las ciudades con mayor demanda de calefacción y peor climatología (menos disponibilidad solar). Por orden de influencia se encuentran por tanto San Sebastián, Madrid y finalmente Málaga.

Esta consigna deberá ser como mínimo igual a la temperatura del agua que entrando a la unidad terminal (fancoil) permite combatir la demanda pico de calefacción para que nuestro sistema en todo momento permita combatir la demanda de la vivienda.

Si la consigna desciende en Málaga desde 40°C a 30°C pasa de suministrar el 66.05% de la demanda de calefacción con energía de origen solar a suministrar el 76.58%. En cambio si esta consigna aumenta a 50°C supone un descenso de cobertura hasta el 55.97%. En San Sebastián pasar de 30°C a 40°C y 50°C disminuye la cobertura de calefacción con energía solar desde el 28.39% al 19.57% y a 13.01% respectivamente. Y esto en un detrimento mucho más importante en términos energéticos respecto al caso de Málaga.

Anexo 6.

Publicaciones del autor

A.6.1. Publicaciones derivadas de la Tesis

Artículos en revistas científicas indexadas:

- Molero N., Cejudo J.M., Domínguez F., y Carrillo A. (2012) “A comparison of solar absorption system configurations”. Solar Energy Volume 86, 1, p 242–252.
- Molero Villar N., Cejudo López J.M., Domínguez Muñoz F., Rodríguez García E., Carrillo Andrés A., (2009). “Numerical 3-D heat flux simulations on flat plate solar collectors”. Solar Energy, Volume 83, 7, p 1086-1092

Comunicaciones en congresos internacionales:

- Molero N., Zamora M., Cejudo J.M., Domínguez F., 2012. Instalación experimental de calefacción y refrigeración solar de pequeña potencia para el sector residencial. Modelado de componentes. CD de Actas del XV Congreso Ibérico y X Congreso Iberoamericano de Energía Solar. Vigo, Galicia, España. ISBN 978-84-615-9055-1. p 147-154
- Molero N., Cejudo J.M., Domínguez F., y Carrillo A., 2011. Analysis of Some Configurations for Residential Solar Cooling Systems. ISES Solar World Congress 2011. ISBN: 978-3-9814659-0-7
- Zamora M., Molero N., Cejudo J. M., Coronas A., 2011. Solar cooling and heating system using a new ammonia/lithium nitrate absorption chiller for residential sector. 4th International Conference Solar Air-Conditioning. Larnaka, Cyprus, October 2011. ISBN 978-3-941785-48-9
- Molero N., Cejudo J.M., Rodríguez E., Domínguez F., 2008. Nuevo modelo detallado del comportamiento térmico de captadores planos. Libro de actas del XIV Congreso Ibérico y IX Congreso Iberoamericano de Energía Solar, ISBN 978-84-612-4471-3. Vol.1, p 395-400
- Bueno B., Molero N., Cejudo J.M., Domínguez F., 2008. Modelo CFD de captador solar plano de placas paralelas. Libro de actas del XIV Congreso Ibérico y IX Congreso Iberoamericano de Energía Solar. ISBN 978-84-612-4471-3, Vol.1, p 389-394

Comunicaciones en congresos nacionales:

- Cejudo López, J.M.; Molero Villar, N.; Domínguez Muñoz, F.; Carrillo Andrés, A., 2009. Comparación de configuraciones de sistemas solares de refrigeración solar por

absorción de pequeña potencia. VI jornadas nacionales de ingeniería termodinámica. ISBN 078-84-692-2642-1

A.6.2. Otras publicaciones

Patentes

- Molero Villar N., Tubío Hidalgo R., Rosa Berlanga F., Zamora García, M. 2015. Nueva bomba de calor de piscinas con recuperación de calor del aire de extracción y evacuación de calor al aire de extracción mediante circuito frigorífico reversible de compresión mecánica y procedimiento de regulación. Solicitantes: Compañía Industrial de Aplicaciones Térmicas, S.A. Número de publicación: 2 534 962.

Libros

- Tubío, R., Molero N., Zamora M. 2012. DTIE 10.06. Piscinas cubiertas. Sistemas de climatización, deshumectación y ahorro de energía mediante bombas de calor. Edita Atecyr.

Congresos internacionales

- Zamora M., Molero N., Corberán J. M., Navarro E., 2013. Research on the condensate carryover phenomena in finned-tube evaporator of an autonomous unit. Libro de Conferencias del VII Congreso Mediterráneo de Climatización, Climamed. ISBN: 978-975-6907-17-7
- Molero N., Zamora M., Cejudo J.M., Domínguez F., 2012. Instalación experimental de calefacción y refrigeración solar de pequeña potencia para el sector residencial. Modelado de componentes. XV Congreso Ibérico y X Congreso Iberoamericano de Energía Solar 2012. Vigo, Galicia, España. ISBN 978-84-615-9055-1. p 147-154
- Molero N., Cejudo J.M., Domínguez F., Carrillo A., 2011. Analysis of Some Configurations for Residential Solar Cooling Systems. Proceeding book: ISES Solar World Congress. ISBN 9781618393647
- Zamora M., Molero M., Cejudo J.M., Coronas, A., 2011. Solar cooling and heating system using ammonia/lithium nitrate absorption chiller for residential sector. 4th International Conference Solar Air-Conditioning. ISBN 978-3-941785-48-9
- Molero N., Montagud C., Zamora M., González J., Blasco R., 2011. GEO2. Software de cálculo para intercambiadores de calor enterrados acoplados a bombas de calor agua-agua de CIAT. Libro de Conferencias del VI Congreso Mediterráneo de Climatización, Climamed. ISBN: 978-84-95010-41-4
- Molero N., Cejudo J.M., Rodríguez, E., Domínguez F., 2008. Nuevo modelo detallado del comportamiento térmico de captadores planos. XIV Congreso Ibérico y IX Congreso Iberoamericano de Energía Solar. Vol.1, 2008, ISBN 978-84-612-4471-3. p 395-400

- Bueno B., Molero N., Cejudo J.M., Domínguez F., 2008. Construyendo el futuro sostenible: libro de actas del XIV Congreso Ibérico y IX Congreso Iberoamericano de Energía Solar. Vol.1, ISBN 978-84-612-4471-3. Páginas 389-394

Congresos nacionales

- Zamora M., Molero N., 2012. Aproximación al valor de rendimiento medio estaciones (SPF) a partir del COP de diseño obtenido por el método IGSHPA para la determinación de la contribución de energía renovable de las bombas de calor geotérmicas. Libro de Actas del III Congreso de Energía Geotérmica en la Edificación y la Industria, GeoEner. ISBN: 976-84-615-8177-1
- Molero N., Zamora M., 2011. Simulación energética aplicada al estudio de sustitución de sistemas de climatización. Libro de Actas del I Congreso de Servicios Energéticos ESES. ISBN: 978-84-86313-10-4
- Molero N., Zamora M., 2011. Cuantificación del ahorro energético de diferentes opcionales y estrategias de control en equipos autónomos mediante la simulación en GEC©. Libro de Actas I Congreso Climatización Eficiente Clima+. Depósito Legal: M-6260-2011. ISBN: 978-84-614-7043-3.
- Tubío, R.; Molero, N., Zamora, M., 2010. Idoneidad de la climatización de una vivienda mediante bomba de calor geotérmica. Libro de Actas del II Congreso de Energía Geotérmica en la Edificación y la Industria. GEOENER. ISBN: 978-84-613-8588-1
- Zamora M., Molero N., Tubío R., Collantes F., 2009. Programa de simulación energética de sistemas de climatización GEC (Gestión Energética de Climatización)". V Congreso Ibérico y III Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío CYTEF. Ed. R. Cabello et al. ISBN: 978-84-692-3391-7
- Cejudo, J.M., Molero, N., Domínguez, F., Carrillo A., 2009. Comparación de configuraciones de sistemas solares de refrigeración solar por absorción de pequeña potencia. VI jornadas nacionales de ingeniería termodinámica. ISBN 078-84-692-2642-1
- Assiego R, Cejudo J.M.; Molero, N., Zamora M., 2013. Patio 2.12. Una estrategia de enfriamiento gratuito basada en la integración de la arquitectura y los sistemas. VIII jornadas nacionales de ingeniería termodinámica. ISBN 9788492681624

Revistas internacionales

- Molero N., Zamora M., 2011. GEO2. Software de cálculo para intercambiadores de calor enterrados acoplados a bombas de calor agua-agua de CIAT. Revista El Instalador. ISSN 0210-4091, N° Extra 2, 2011, p 11-13
- Molero N., Zamora M., 2010. Control termoentálpico: la mejor opción para la regulación del free-cooling por entalpía. Revista El Instalador, ISSN 0210-4091, N° Extra 478, 62, 2010, p 5-13.

- Bueno B., Molero N., Cejudo J.M. Domínguez F., 2009. Modelo CFD de captador solar plano de placas paralelas. Revista Era solar: Energías renovables, ISSN 0212-4157, N°. 151, 2009, p 52-56
- Molero N., Cejudo J.M., Rodríguez E., Domínguez F., 2009. Modelo matemático multidimensional y transitorio: comportamiento térmico de captadores planos. Revista Era solar: Energías renovables, ISSN 0212-4157, N°. 152, 2009, p 68-72

Revistas nacionales

- Tarancón, J.R., Molero N., 2010. Renovación de climatización en el sector hotelero. Revista Montajes e instalaciones. ISSN 0210-184X, Año nº 40, N° 447, 2010, p 32-34.
- Molero N., Zamora M., 2011. Cuantificación del ahorro energético de diferentes opcionales y estrategias de control en equipos autónomos mediante la simulación en GEC©. Revista Montajes e instalaciones, ISSN 0210-184X, Año nº 41, N° 453, 2011, p 66-70
- Zamora M., Molero N., 2011. Deshumectación y recuperación de calor en pequeñas piscinas de spas y balnearios urbanos. Revista Piscinas XXI/239/TOMOI, págs 60-66

Capítulos de libros

- Zamora M., Molero N., 2014. Nueva bomba de calor de piscinas con recuperación del calor del aire de extracción mediante circuito frigorífico reversible y su control. Capítulo de la Guía sobre gimnasios de bajo Impacto EnergéticoEdita: Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid. Depósito Legal: M-26132-2014
- Zamora M., Molero M., 2012. Deshumectación con bomba de calor y recuperación de calor en pequeñas piscinas de spas y balnearios urbanos. Capítulo 9 de la Guía de Ahorro y Eficiencia Energética en Balnearios y Spas. Edita: Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid. Depósito Legal: M. 37.634-2011
- Zamora M., Molero M., 2012. Climatización de edificios. Bombas de calor geotérmicas y contribución de calor renovable. Capítulo 5 del Libro Energía geotérmica: Análisis y prospectiva de nuevas tecnologías energéticas. Colección: Avances de ingeniería. Edita: Asociación Nacional de Ingenieros del ICAI, Universidad de Comillas. ISBN: 978-84-938762-1-0. Depósito Legal: M-12685-2012

